Грузовик

7
2018

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн.наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн.наук
Л.В. Грехов, д-р техн.наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн.наук
В.В. Комаров, канд.техн.наук
В.А. Марков, д-р техн.наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед.наук, канд.техн.наук
О.Н. Румянцева, ген.дир.ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд.техн.наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн.наук
В.С. Устименко, канд.техн.наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн.наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн.наук, проф.

Корпункт:
Я.Е.Карповский (г.Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр.12
Тел.(499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр.2
Тел.(495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2018

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Тарасик В. П.* Частотные характеристики мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля

13 *Андреенков А. А., Дементьев А. А.* Диагональные вентиляторы для системы охлаждения транспортных тепловых двигателей

Исследования. Расчет

16 *Карелина М. Ю., Дмитревский А. Л., Лагузин А. Б.* Влияние концентрации Фтор-ПАВ на качество защитной молекулярной пленки

Энергетическое машиностроение

21 *Козловский В. Н., Клейменов С. И., Шанин С. А., Дементьев С. А.* Обеспечение процессов производства и эксплуатации электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой

26 *Хусейнов Х. Б., Тошев Дж. Ш.* Оценки энергетических потерь в поршневых двигателях

Транспортный комплекс

31 *Марков В. А., Барченко Ф. Б., Поздняков Е. Ф., Епишин А. Ю., Плахов С. В.* Исследование системы автоматического регулирования дизель-генераторной установки. Часть 2

Профессия

38 *Комов А. Б., Комов П. Б.* Базовые основы инновационного развития автомобильного транспорта

Практика

43 *Якубович А.Н, Якубович И. А.* Оценка эксплуатационных рисков элементов автотранспортных систем, обусловленных климатическими изменениями

48 ***Пресс-тур***

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru. Двухлетний импакт-фактор РИНЦ 2016 г. — 0,296. Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2016 г. по тематике "Транспорт" — 30; по тематике "Машиностроение" — 58.

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

7
2018

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"
Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev, dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, dr.en.s., prof.
N.D. Chaynov, dr.en.s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house
107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2
Ph. (495) 661-03-36

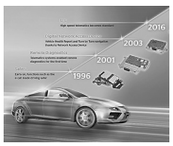
The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).
Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

Subscription index:
according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2018

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.



CONTENTS:

Design

3 *Tarasik V. P.* Frequency characteristics of the mechatronic control system of gear shift clutch of automobile automatic transmission

13 *Andreyenkov A. A., Dementyev A. A.* The diagonal-flow fans for cooling system of transport heat engines

Research. Calculation

16 *Karelina M. Yu., Dmitrevskij A. L., Laguzin A. B.* Influence of fluoride-surfactant concentration on the quality of protective molecular film

Energy engineering

21 *Kozlovskiy V. N., Kleimenov S. I., Shanin S. A., Dementiev S. A.* Provision of production and operation of electric vehicles and hybrids

26 *Huseinov H. B., Toshev J. Sh.* The assessment of energy losses in piston engines

Transportation complex

31 *Markov V. A., Barchenko F. B., Pozdnjakov E. F., Epishin A. U., Plakhov S. V.* Research of automatic control system of diesel-generator set. Part 2

Profession

38 *Komov A. B., Komov P. B.* Basic basis of innovative development of road transport

Practice

43 *Yakubovich A. N., Yakubovich I. A.* Assessment of operational risk elements of transportation systems due to climate change

48 ***Press tour***

The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
System of Russian Science Citation Index www.elibrary.ru.
The system of the Russian index of scientific quoting www.elibrary.ru.
The two-year impact factor INDEX 2016 — 0.296.Place in the rating of SCIENCE INDEX for 2016 on the subject "Transport" — 30; on the subject "Mechanical Engineering" — 58.
http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777
Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, Белорусско-Российский университет,
г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtomobili@bru.by

ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Изложена методика расчета частотных характеристик системы управления. Приведена структурная схема и передаточные функции компонентов системы. Рассмотрены способы частотного анализа и необходимые условия для их использования. Приведены графики частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами автоматической трансмиссии автомобиля.

Ключевые слова: *автоматическая трансмиссия, мехатронная система управления, фрикцион переключения передач, пропорциональный электромагнит, регулятор давления, передаточная функция, частотная характеристика.*

The methodology for calculating the frequency characteristics of the control system is described. The structural scheme and transfer functions of the system components are given. The methods of frequency analysis and the necessary conditions for their use are considered. The graphs of the frequency characteristics of the mechatronic control system of automobile automatic transmission clutch are given.

Keywords: *automatic transmission, mechatronic control system, gear shift clutch, proportional magnet, pressure regulator, transfer functions, frequency characteristic*

В Белорусско-Российском университете создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ) фрикционами автомобильной гидромеханической передачи (ГМП), посредством которых осуществляется автоматическое переключение передач трансмиссии. Функциональная и принципиальная схемы МСАУ приведены в [1], где подробно рассмотрены структура системы, принципиальная схема и процесс функционирования. В [2] изложена методика проектирования этой системы.

Созданная МСАУ предназначена для управления процессом изменения давления в гидроцилиндре фрикциона и расходом рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр при включении и выключении фрикционов в процессе переключения передач [3]. Программа управления давлением и расходом жидкости формируется микропроцессорным контроллером ГМП в соответствии с заданным алгоритмом. Реализуемые характеристики управления давлением представлены в [4].

К системе управления фрикционами предъявляется комплекс требований по устойчивости и качеству процесса функционирования, характерных для любого автоматического устройства. МСАУ должна обеспечивать адекватное формирование управляющего давления на ее выходе, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона. Переходные процессы функционирования механизмов МСАУ должны быстро затухать. Время переходного процесса $t_п$ и перерегулирование характеристик управления σ не должны превышать рекомендуемых нормативных значений. Высокое качество процесса регулирования давления должно обеспечиваться также при управляющих воздействиях на систему, формируемых ПИД-регулятором и поступающих в обмотку пропорционального электромагнита. Эти воздействия носят периодический характер, могут возбуждать вынужденные колебания механизмов МСАУ и нарушать процесс формирования характеристик управления. В этом случае необходимо обеспечить предотвращение возможности возникновения резонансных режимов колебаний.

Математическая модель МСАУ приведена в [1]. Она представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений (1). Нелинейности объекта исследования обусловлены наличием

gz718.indd 3 15.05.2018 11:49:27

нелинейных функций формируемых давлений и характеристик пропорционального электромагнита, перекрытием дросселирующих щелей золотникового клапана, характеристикой сухого трения золотника, физическими свойствами регулируемых и нерегулируемых дросселей гидравлических механизмов системы (местные нелинейные потери давления).

Результаты моделирования и оценки качества переходных процессов созданной системы управления изложены в [1], где приведены графики этих процессов при ступенчатом воздействии управляющего сигнала — напряжения на выходе ШИМ контроллера. Исследованы зависимости показателей качества (времени переходного процесса $t_п$ и перерегулирования σ) от основных параметров механизмов МСАУ (величины перекрытия дросселирующих щелей золотникового клапана, соотношения диаметров поясков золотника и диаметров дросселей обратной связи).

Важнейшим требованием к системе автоматического управления является обеспечение устойчивости ее функционирования в условиях непрерывно изменяющихся внешних возмущающих и управляющих воздействий. Устойчивость системы характеризует ее работоспособность, заключающуюся в свойстве удерживать управляемые параметры в заданных пределах на всех режимах работы управляемого объекта, без резких отклонений от заданных характеристик.

Цель исследования

Разработка методики определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик сложной нелинейной динамической системы и использование ее для оценки показателей качества и устойчивости процесса функционирования созданной мехатронной системы автоматического управления фрикционами гидромеханической передачи для карьерных самосвалов БелАЗ.

Методика исследования

Исследование качества и устойчивости процессов функционирования системы автоматического управления при периодическом характере изменения управляющих воздействий осуществляется частотными методами. В теории автоматического управления наиболее часто для этой цели используют годограф Найквиста и логарифмические частотные характеристики. Для их применения необходимо получить передаточную функцию разомкнутой системы управления, т. е. системы с отключенной обратной связью.

Передаточная функция может быть получена лишь для линейной динамической системы, описываемой линейными дифференциальными уравнениями. В случае нелинейных уравнений они подвергаются линеаризации. К линейным дифференциальным уравнениям применимо преобразование Лапласа, превращающее исходную систему дифференциальных уравнений в систему алгебраических уравнений с комплексными переменными.

Предположим, что на вход системы подается управляющее воздействие $q(t)$, а на ее выходе реализуется управляемый процесс $x(t)$. Для получения передаточной функции системы управления в этом случае, используя преобразование Лапласа, преобразуют функции $q(t)$ и $x(t)$ в функции $Q(s)$ и $X(s)$, аргументом которых вместо времени t будет комплексная переменная s. Функции $q(t)$ и $x(t)$ называют оригиналами, а $Q(s)$ и $X(s)$ — их изображениями по Лапласу.

Передаточной функцией $W_x^q(s)$ называется отношение лапласова изображения исследуемого процесса $X(s)$ к лапласову изображению воздействия на систему $Q(s)$ при нулевых начальных условиях:

$$W_x^q(s) = X(s)/Q(s). \quad (1)$$

Передаточная функция представляет собой дробно-рациональную функцию комплексной переменной $s = \alpha + j\omega$ с постоянными коэффициентами. При частотном анализе динамической системы принимают $s = j\omega$:

$$W_x^q(j\omega) = X(j\omega)/Q(j\omega). \quad (2)$$

Комплексные функции $X(j\omega)$ и $Q(j\omega)$ называют частотными характеристиками соответственно исследуемого процесса и внешнего воздействия, а $W_x^q(j\omega)$ — комплексной частотной характеристикой системы (или сокращенно — частотной характеристикой). Частотную характеристику системы $W_x^q(j\omega)$ можно представить в виде

$$W_x^q(j\omega) = U_x^q(\omega) + jV_x^q(\omega), \quad (3)$$

где $U_x^q(\omega) = \mathrm{Re}\, W_x^q(j\omega)$ — вещественная частотная характеристика, соответствующая проекции вектора $W_x^q(j\omega)$ на вещественную ось Re комплексной плоскости; $V_x^q(\omega) = \mathrm{Im}\, W_x^q(j\omega)$ — мнимая частотная характеристика, соответствующая проекции вектора на мнимую ось Im.

gz718.indd 4 15.05.2018 11:49:27

Модуль и аргумент частотной характеристики определяются по формулам:

$$A_x^q(\omega) = \sqrt{\left[U_x^q(\omega)\right]^2 + \left[V_x^q(\omega)\right]^2}; \quad (4)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \operatorname{arctg}\left[V_x^q(\omega)/U_x^q(\omega)\right]. \quad (5)$$

График зависимости $A_x^q = f(\omega)$ называют амплитудно-частотной характеристикой системы (АЧХ), а график зависимости $\varphi_x^q = f(\omega)$ — фазовочастотной характеристикой (ФЧХ). АЧХ и ФЧХ определяются в предположении, что воздействие $q(t)$ носит гармонический характер:

$$q(t) = A_q \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (6)$$

где A_q — амплитуда воздействия; ω — круговая частота, рад/с; φ_0 — начальная фаза.

АЧХ характеризует зависимость величины отношения амплитуды A_x исследуемого процесса $x(t)$ к амплитуде A_q воздействия $q(t)$ от частоты ω, а ФЧХ — зависимость разности их фаз от частоты:

$$A_x^q(\omega) = A_x/A_q; \quad (7)$$

$$\varphi_x^q(\omega) = \varphi_x - \varphi_0. \quad (8)$$

Наиболее просто оценка устойчивости системы управления осуществляется методом логарифмических частотных характеристик. Поскольку математическая модель исследуемого объекта нелинейная, необходимо вначале произвести ее линеаризацию. Кроме того, следует учесть, что в данной системе имеются два типовых нелинейных элемента, отображающие физические свойства дросселирующих щелей золотникового клапана и сухого трения золотника (см. рис. 2 в [1]). Статические характеристики этих элементов показаны на рис. 1 (дросселирующих щелей — на рис. 1, *а*; сухого трения — на рис. 1, *б*). Для таких нелинейных элементов применяется метод гармонической линеаризации [5, 6]. Рассматриваемые нелинейности однозначные, без гистерезисных петель. Коэффициент гармонической линеаризации элемента на рис. 1, *а*:

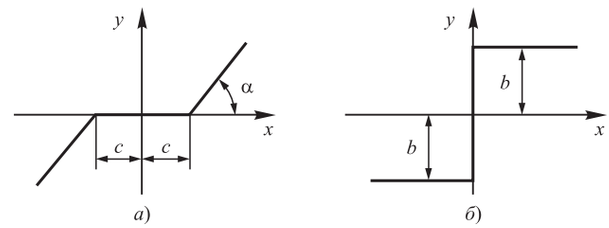


Рис. 1. Статические характеристики нелинейных элементов золотникового клапана МСАУ

$$q_1(a) = \begin{cases} k - \dfrac{2k}{\pi}\left(\arcsin\dfrac{c}{a} + \dfrac{c}{a}\sqrt{1 - \dfrac{c^2}{a^2}}\right) & \text{при } a > c; \\ 0 & \text{при } a \leqslant c, \end{cases} \quad (9)$$

а на рис. 1, *б*:

$$q_2(a) = 4b/(\pi a), \quad (10)$$

где a — амплитуда сигнала на входе x элемента; k — коэффициент наклона характеристики: $k = \operatorname{tg}(\alpha)$.

Остальные параметры показаны на рис. 1, *а* и *б*.

Линеаризация нелинейных функций фазовых координат системы (характеристика давления регулятора $p_{\text{р.д}}$, характеристика пропорционального электромагнита, функции потерь давления на дросселях и в гидромагистрали) осуществлялась разложением в ряд Тейлора.

В результате получена линеаризованная математическая модель мехатронной системы управления фрикционами ГМП в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned}
&dI_{\text{э.м}}/dt = (U - R_{\text{э.м}} I_{\text{э.м}})/L_{\text{э.м}};\\
&dv_{\text{я}}/dt = \begin{bmatrix} A_{\text{с}}(\bar{p}_{\text{р.д}} + dp_{\text{р.д}}(x_{\text{я}} - \bar{x}_{\text{я}}) - k_z v_{\text{зол}}) - A_{\text{э.м}} I_{\text{э.м}} - \\ -B_{\text{э.м}}(\bar{I}_{\text{э.м}} x_{\text{я}} + \bar{x}_{\text{я}}(I_{\text{э.м}} - \bar{I}_{\text{э.м}})) - \mu_{\text{я}} v_{\text{я}} \end{bmatrix} \Big/ m_{\text{я}};\\
&dv_{\text{зол}}/dt = \begin{bmatrix} A_{\text{б}}(\bar{p}_{\text{р.д}} + dp_{\text{р.д}}(x_{\text{я}} - \bar{x}_{\text{я}}) - k_z v_{\text{зол}}) - A_{\text{м}} p_{\text{вых}} - F_{\text{пр0}} - c_{\text{пр}} x_{\text{зол}} - \\ -2(A_{\text{б}} k_{\text{м.к}} + A_{\text{м}} k_{\text{о.с}})|v_{\text{зол}}| v_{\text{зол}} - \mu_{\text{зол}} v_{\text{зол}} - F_{\text{тр}} q_2(a) \end{bmatrix} \Big/ m_{\text{зол}};\\
&dQ_{\text{г.ц}}/dt = \left[p_{\text{вых}} - p_{\text{г.ц}} - \mu_{\text{г.л}} Q_{\text{г.ц}} - \mu_{\text{г.н}} |\bar{Q}_{\text{г.ц}}| \bar{Q}_{\text{г.ц}} - 2\mu_{\text{г.н}} |\bar{Q}_{\text{г.ц}}| (Q_{\text{г.ц}} - \bar{Q}_{\text{г.ц}})\right] \Big/ m_{\text{г.ц}};\\
&dp_{\text{г.ц}}/dt = c_{\text{г.ц}}(Q_{\text{г.ц}} - Q_{\text{ут}});\\
&dp_{\text{вых}}/dt = c_{\text{вых}}(Q_{\text{щ}} + A_{\text{м}} v_{\text{зол}} - Q_{\text{г.ц}});\\
&dx_{\text{я}}/dt = v_{\text{я}};\\
&dx_{\text{зол}}/dt = v_{\text{зол}}.
\end{aligned}\right\} \quad (11)$$

gz718.indd 5 15.05.2018 11:49:27

Расшифровка обозначений фазовых координат и параметров уравнений (11) дана в [1]. Значения координат $\bar{x}_я$, $\bar{I}_{э.м}$, $\bar{Q}_{г.ц}$, параметра $F_{пр0}$ и характеристики давления регулятора $\bar{p}_{р.д}$ соответствуют исходному статическому состоянию системы. Для исключения их из уравнений (11) продифференцируем 2-е, 3-е и 4-е уравнения по времени, подставляя при этом значения производных $dx_я/dt$, $dx_{зол}/dt$ и $dp_{г.ц}/dt$, и применим к полученным линейным уравнениям преобразование Лапласа. В результате получаем искомые выражения передаточных функций системы управления:

$$W_{I_{э.м}}^{U}(s) = \frac{I_{э.м}(s)}{U(s)} = \frac{k_1}{T_{э.м}s+1}; \quad (12)$$

$$W_{v_я}^{I_{э.м},v_{зол}}(s) = -\frac{v_я(s)}{I_{э.м}(s)} - \frac{v_я(s)}{v_{зол}(s)} = -\frac{k_2 s + k_3 s}{T_я^2 s^2 + 2\xi_я T_я s + 1}; \quad (13)$$

$$W_{v_{зол}}^{v_я,p_{вых},F_{тр}}(s) = \frac{v_{зол}(s)}{v_я(s)} - \frac{v_{зол}(s)}{p_{вых}(s)} - \frac{v_{зол}(s)}{f(F_{тр})} = \frac{k_4 - k_5 s - k_6 q_2(a) s}{T_{зол}^2 s^2 + 2\xi_{зол} T_{зол} s + 1}; \quad (14)$$

$$W_{Q_{г.ц}}^{p_{вых}}(s) = \frac{Q_{г.ц}(s)}{p_{вых}(s)} = \frac{k_{10} s}{T_{г.ц}^2 s^2 + 2\xi_{г.ц} T_{г.ц} s + 1}; \quad (15)$$

$$W_{p_{вых}}^{v_{зол},x_{зол},Q_{г.ц}}(s) = \frac{p_{вых}(s)}{v_{зол}(s)} + \frac{p_{вых}(s)}{x_{зол}(s)} - \frac{p_{вых}(s)}{Q_{г.ц}(s)} = \frac{k_7 + k_8 + k_9}{s}, \quad (16)$$

где $T_{э.м}$, $T_я$, $T_{зол}$, $T_{г.ц}$ — постоянные времени, характеризующие инерционные свойства соответственно обмотки электромагнита, его якоря, золотника и поршня гидроцилиндра фрикциона с учетом массы рабочей жидкости в гидромагистрали, с; $\xi_я$, $\xi_{зол}$, $\xi_{г.ц}$ — относительные коэффициенты затухания колебаний якоря, золотника и рабочей жидкости.

Для вычисления постоянных времени инерционных звеньев получены следующие выражения: $T_{э.м}=L_{э.м}/R_{э.м}$; $T_я=\sqrt{m_я/\left(B_{э.м}I_{э.м} - A_с\,\partial p_{р.д}/\partial x_я\right)}$; $T_{зол} = \sqrt{m_{зол}/c_{пр}}$; $T_{г.ц} = \sqrt{m_{г.ц}/c_{г.ц}}$. Значения этих параметров для исследуемой МСАУ: $T_{э.м} = 1,7647\cdot10^{-3}$; $T_я = 3,4872\cdot10^{-4}$; $T_{зол} = 6,1457\cdot10^{-3}$; $T_{г.ц} = 6,3752\cdot10^{-4}$.

Очевидно, что система управления характеризуется малой инерционностью, следовательно, обладает высоким быстродействием.

На основе полученных передаточных функций составляется структурная алгоритмическая схема системы управления. Согласно выражениям (12)—(16) структурная схема содержит одно апериодическое звено (12), три колебательных звена (13)—(15) и одно интегрирующее звено (16). Апериодическое звено отображает физические свойства пропорционального электромагнита, колебательные звенья — соответственно якоря электромагнита, золотникового клапана и гидросистемы привода гидроцилиндра фрикциона, а интегрирующее — запорно-регулирующего органа золотникового клапана [1].

Параметры $k_1...k_{10}$ представляют собой коэффициенты передачи, характеризующие соотношения между соответствующими сигналами на входе и выходе звеньев. Выражения для вычисления этих коэффициентов легко составляются на основе используемой линеаризованной системы дифференциальных уравнений:

$$k_1 = 1/R_{э.м};$$

$$k_2 = \left(A_{э.м} + B_{э.м}\bar{x}_я\right)\Big/\left(B_{э.м}\bar{I}_{э.м} - A_с dp_{р.д}\right);$$

$$k_3 = A_с k_z\Big/\left(B_{э.м}\bar{I}_{э.м} - A_с dp_{р.д}\right);$$

$$k_4 = A_б dp_{р.д}/c_{пр};\ k_5 = A_м/c_{пр};$$

$$k_6 = F_{тр}/c_{пр};\ k_7 = A_м c_{вых};\ k_8 = k_Q c_{вых};$$

$$k_9 = c_{вых};\ k_{10} = 1/c_{г.ц}.$$

Введем следующие обозначения основных звеньев структурной схемы системы управления:

$$W_{э.м}(s) = k_1/\left(T_{э.м}s+1\right); \quad (17)$$

$$W_я(s) = 1\Big/\left(T_я^2 s^2 + 2\xi_я T_я + 1\right); \quad (18)$$

$$W_{зол}(s) = 1\Big/\left(T_{зол}^2 s^2 + 2\xi_{зол} T_{зол} + 1\right); \quad (19)$$

$$W_{г.ц}(s) = 1\Big/\left(T_{г.ц}^2 s^2 + 2\xi_{г.ц} T_{г.ц} + 1\right); \quad (20)$$

$$W_{вых}(s) = 1/s. \quad (21)$$

На рис. 2 приведена структурная схема системы управления, составленная на основе выражений (12)—(21). Как видно из рис. 2, МСАУ является многоконтурной и содержит как местные, так и перекрещивающиеся обратные связи передачи сигналов между звеньями. Это существенно осложняет преобразование структурной схемы, однако не является неразрешимым препятствием.

gz718.indd 6 15.05.2018 11:49:27

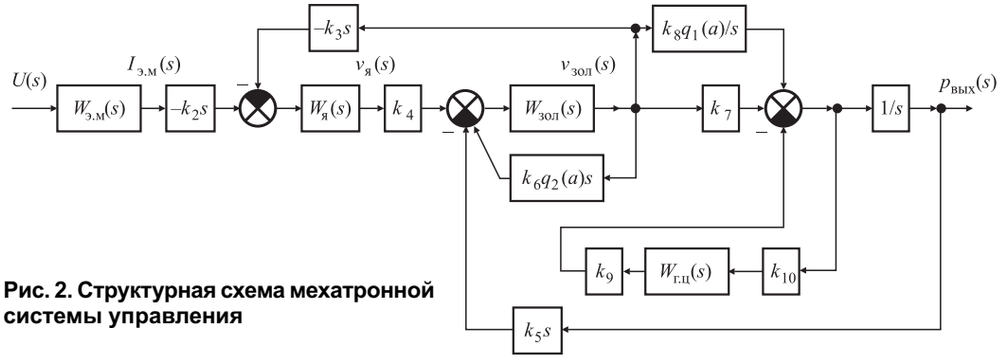


Рис. 2. Структурная схема мехатронной системы управления

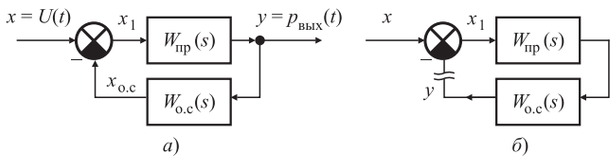


Рис. 3. Структурные схемы замкнутой (*а*) и разомкнутой (*б*) системы управления

Структурная схема дает наглядное представление о взаимодействии механизмов автоматической системы. Она отображает процесс формирования и прохождения информационных сигналов между компонентами системы при преобразовании этих сигналов инерционными звеньями.

Для выполнения исследования устойчивости процесса функционирования автоматической системы ее необходимо подвергнуть преобразованию с целью приведения к схеме, показанной на рис. 3, *а* и *б*. Приведение осуществляется на основе известных правил преобразования структурных схем [5, 6]. В схеме на рис. 3, *а* звено с передаточной функцией $W_{пр}(s)$ преобразует сигнал на его входе $x_1 = x - x_{о.с}$ в выходной сигнал $y = p_{вых}(t)$, где $x = U(t)$ — сигнал на входе системы, поступающий от контроллера управления; $x_{о.с}$ — сигнал обратной связи; $p_{вых}(t)$ — давление рабочей жидкости на выходе золотникового клапана регулятора-распределителя, подаваемого в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения [1].

Для применения метода логарифмических частотных характеристик при оценке устойчивости автоматической системы необходимо, чтобы передаточная функция разомкнутой системы $W_р(s)$ представляла комбинацию из передаточных функций звеньев, согласно выражению [6]:

$$W_р(s) = \frac{K}{s^r} \frac{\prod_{j=1}^{m} W_\tau(s)}{\prod_{i=1}^{n-r} W_T(s)}, \qquad (22)$$

где K — результирующий коэффициент передачи автоматической системы; r — количество интегрирующих звеньев в системе.

В выражении (22) не допускается наличие суммирования передаточных функций, поскольку логарифм суммы не существует. Этому условию не отвечает исследуемая система управления. Из структурной схемы на рис. 2 видно, что на входах интегрирующего звена $W(s) = 1/s$ и звена гидроцилиндра $W_{г.ц}(s)$ происходит суммирование выходных сигналов звеньев с передаточными функциями $W_{зол}(s)$, $W_{г.ц}(s)$ с учетом пропорциональных звеньев k_7, k_9 и интегрирующего звена $W(s) = k_8 q_1(a)/s$. Следовательно, применение метода логарифмических частотных характеристик в данном случае невозможно. В результате возникает необходимость разработки методики, которая позволила бы решить поставленную проблему.

Частотные характеристики системы управления можно всегда получить универсальным методом, заключающимся в интегрировании системы дифференциальных уравнений при подаче гармонического воздействия (6) на вход системы. После завершения переходного процесса в системе установятся гармонические колебания. Определив амплитуды A_x установившихся процессов колебаний $x(t)$, по формуле (7) вычисляют АЧХ. Сравнивая фазы колебаний φ_x процессов $x(t)$ с начальной фазой воздействия φ_q, согласно выражению (8) определяют ФЧХ.

Следует, однако, иметь в виду, что использование в этом случае линеаризованной системы уравнений (11) чревато существенными погрешностями результатов исследований. Графики реальных процессов $x(t)$ отклоняются от формы гармонической функции и могут значительно изменяться при различных частотах и амплитудах воздействия. На это обстоятельство обращалось внимание в [1], где была отмечена, в частности, существенная зависимость значений резонанс-

gz718.indd 7 15.05.2018 11:49:27

ных частот от параметров нелинейных элементов системы. Поэтому наиболее целесообразно определять частотные характеристики на основе исходной нелинейной математической модели.

Для получения частотных характеристик мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии использована математическая модель (1), приведенная в [1]. На входе системы (рис. 2) задавалось гармоническое воздействие:

$$U(t) = U_0 + A_U \sin\left(\omega t + \varphi_0\right), \qquad (23)$$

где U_0 — среднее значение воздействия, соответствующее рабочей точке координаты регулятора давления $x_{я0}$; A_U — амплитуда воздействия; φ_0 — начальная фаза.

При моделировании полагали, что получаемые графики изменения исследуемых процессов $x(t)$ достаточно близки к гармоническим:

$$x(t) = x_0 + A_x \sin\left(\omega t + \varphi_x\right), \qquad (24)$$

где x_0 — средние значения исследуемых процессов $x(t)$; A_x, φ_x — амплитуды колебаний и фазовые углы этих процессов.

Выполнение исследований начинается с оценки значений резонансных или собственных частот системы, что необходимо для выбора диапазона изменения частоты внешнего воздействия $U(t)$ на объект. В первом приближении для этого можно использовать информацию о постоянных времени T_i инерционных звеньев автоматической системы. Приближенно собственные частоты найдем из соотношений $\omega_{ci} = 1/T_i$. Значения ω_c в данном случае находятся в пределах 163...2868 рад/с (26...456 Гц). Принимая во внимание эту приближенную оценку, вычисление частотных характеристик выполнялось в диапазоне ω = 0...3140 рад/с (0...500 Гц).

Методика определения АЧХ заключалась в следующем. Варьируя частотой воздействия ω в принятых пределах с шагом $\Delta\omega$, осуществлялось интегрирование системы уравнений математической модели. Значения АЧХ вычисляли после завершения переходного процесса. Время переходного процесса $t_п$ принимали в пределах $t_п = (2\ldots3)\pi/\omega_c$. Исследованиям подвергались процессы, характеризующие качество функционирования всех компонентов МСАУ: величина тока в обмотке электромагнита $I_{э.м}$; перемещение якоря электромагнита $x_я$; давление регулятора $p_{р.д}$; перемещение золотника $x_{зол}$; давление на выходе золотникового клапана $p_{вых}$; давление в гидроцилиндре фрикциона $p_{г.ц}$. По графикам результатов интегрирования находили максимальные положительные отклонения x_{max} всех исследуемых процессов от средних значений x_0 и принимали их в качестве амплитуд, установившихся колебаний этих процессов $A_x = x_{max} - x_0$, а также определяли время сдвига графика процесса $x(t)$ относительно графика воздействия $q(t)$. Затем по формуле (7) вычисляли АЧХ, а ФЧХ находили из выражения:

$$\varphi_x^U(\omega) = -360\left(t_x^U / T_U\right), \qquad (25)$$

где t_x^U — время сдвига $x(t)$относительно $U(t)$; T_U — период гармонического воздействия на входе системы управления $U(t)$: $T_U = 2\pi/\omega$.

На рис. 4 показаны графики установившихся колебаний перемещения золотника $x_{зол}$ и давления на выходе золотникового клапана $p_{вых}$ после завершения переходного процесса, а также график воздействия — напряжения U, подаваемого на обмотку пропорционального электромагнита с частотой ω = 100 рад/с (ν = 15,915 Гц). На графиках отображены параметры, используемые при вычислениях АЧХ и ФЧХ.

При непосредственном применении формулы (7) значения АЧХ получаются с соответствующими единицами измерения. Например, единицей измерения АЧХ перемещения золотника будет мм/В (или м/В — в системе СИ).

Для получения искомых значений стандартных показателей качества процесса функционирова-

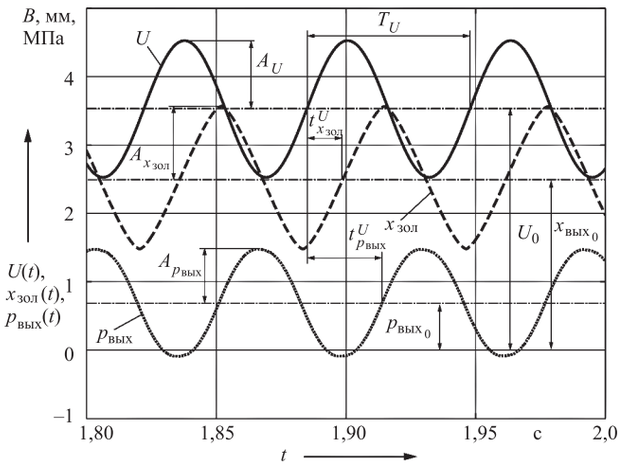


Рис. 4. Графики установившихся колебаний исследуемых процессов МСАУ с отображением параметров, используемых при определении АЧХ и ФЧХ

gz718.indd 8 15.05.2018 11:49:27

ния системы используются безразмерные АЧХ. Приведение АЧХ к безразмерному виду осуществляется с помощью нормирующего коэффициента N_x, представляющего собой отношение амплитуды воздействия A_U к среднему значению исследуемого процесса x_0, т. е. к амплитуде процесса $x(t)$ при нулевой частоте $\omega = 0$:

$$N_x = A_U / x_0 . \qquad (26)$$

Безразмерные значения АЧХ вычисляются из выражения:

$$A_x^U(\omega) = \left(A_x / A_U\right) N_x . \qquad (27)$$

Для вычислений АЧХ и ФЧХ были разработаны и использованы специальные компьютерные программы.

Результаты исследования

Значения x_0 для каждого исследуемого процесса вычислены путем решения системы алгебраических уравнений, описывающих статическое состояние механизмов МСАУ при выбранной величине U_0 = 3,5 В. При этом использовались уравнения (10), приведенные в [1]. Принятому U_0 соответствуют статические значения исследуемых процессов: I_0 = 0,207 А; $x_{я0}$ = 0,045 мм; $p_{р.д0}$ = = 0,715 МПа; $x_{зол0}$ = 2,6 мм; $p_{вых0}$ = 0,689 МПа; $p_{г.ц0}$ = 0,689 МПа.

На рис. 5, *а* — *е* приведены полученные АЧХ исследуемых процессов МСАУ, а на рис. 6 — ФЧХ перемещения золотника $\varphi^U_{x_{зол}}(\nu)$ и давления на выходе золотникового клапана $\varphi^U_{p_{вых}}(\nu)$. АЧХ и ФЧХ позволяют оценивать качество и устойчивость

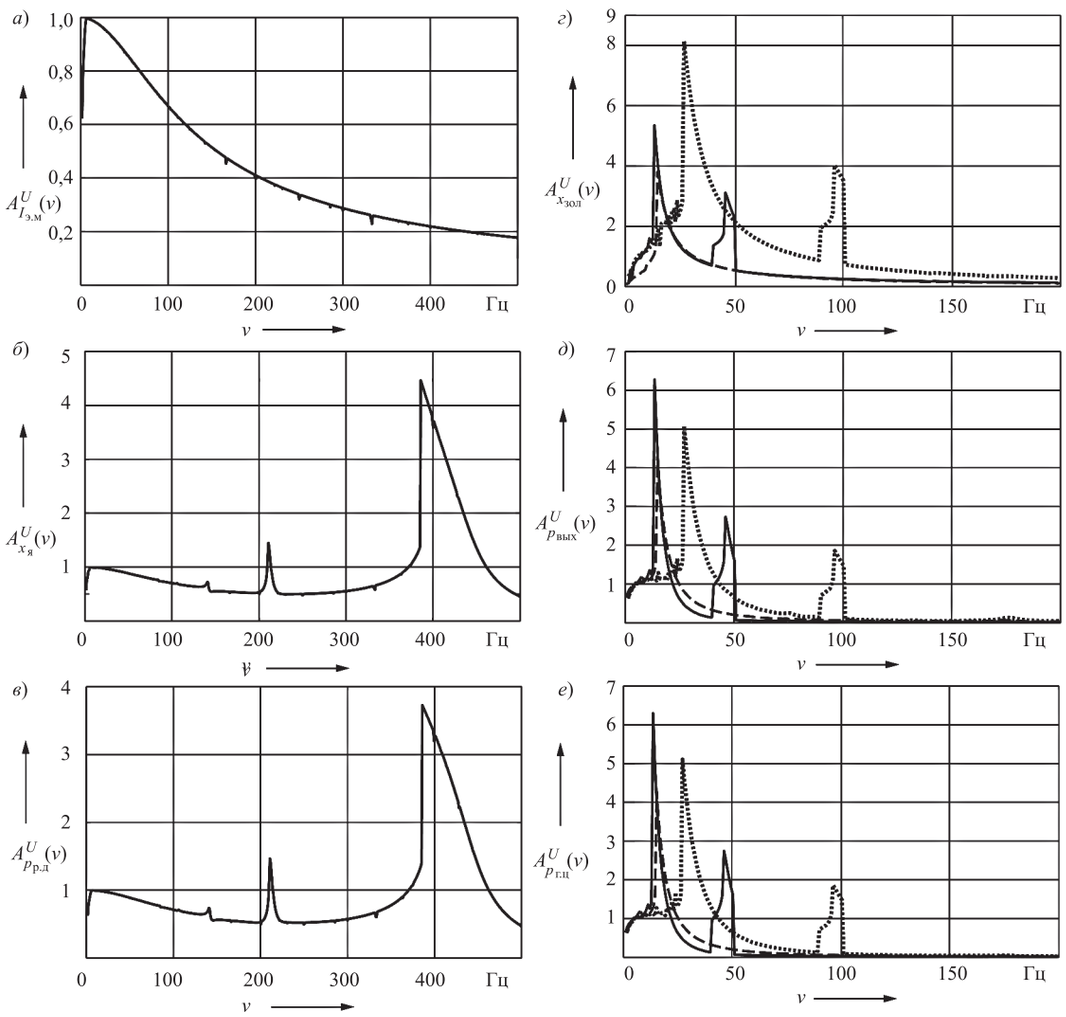


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики регулятора давления (*а*, *б*, *в*) и регулятора-распределителя МСАУ (*г*, *д*, *е*)

gz718.indd 9 15.05.2018 11:49:27

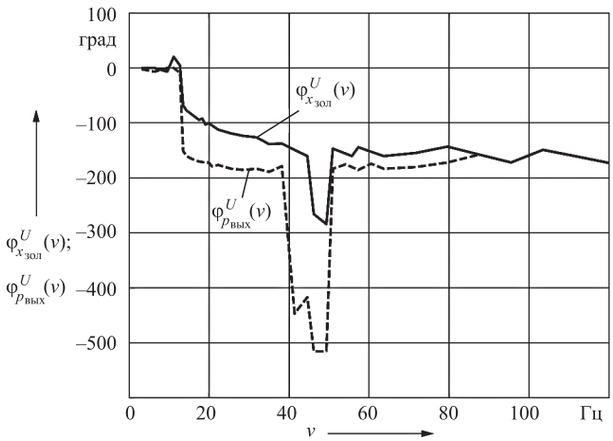


Рис. 6. Фазово-частотные характеристики золотникового клапана с положительным перекрытием

процесса функционирования автоматической системы при осуществлении управления объектом (в нашем случае — фрикционом гидромеханической передачи). Управляющее воздействие $U(t)$ носит переменный, как правило, периодический характер, что может приводить к неустойчивой работе, возникновению резонансных колебаний с большими амплитудами. Такой режим работы автоматической системы недопустим.

АЧХ дает представление о динамических свойствах системы при переменных периодических управляющих воздействиях и позволяет выявлять резонансные режимы. Относительные безразмерные значения АЧХ представляют собой по существу зависимости коэффициентов динамичности процессов от частоты воздействия. Интервал частот воздействия, при котором АЧХ $A^U_x(\nu)$ превышает значение $0{,}707x_0$, называют полосой пропускания системы. В полосе пропускания автоматическая система может воспроизводить высокочастотные помехи и существенно ухудшать показатели качества процесса управления. Поэтому желательно, чтобы ширина полосы пропускания была как можно меньшей.

АЧХ, представленные на рис. 5, *а—в*, характеризуют свойства регулятора давления механизма управления фрикционом, а на рис. 5, *г—е* — свойства золотникового клапана регулятора-распределителя. Рассматривались три варианта конструктивного исполнения золотникового клапана, исследования переходных характеристик которого приведены в статье [1]. Первый вариант соответствовал образцу механизма, принятому к производству. Параметры этого варианта: соотношение диаметров поясков золотника $d_б/d_м = 1{,}083$; диаметры дросселей обратной связи и межкамерного $d_{о.с} = d_{м.к} = 0{,}8$ мм; величина перекрытия дросселирующих щелей золотника $\Delta_п = 0{,}2$ мм. Во втором варианте $\Delta = 0$ и $d_{о.с} = d_{м.к} = 0{,}8$; в третьем $\Delta_п = 0{,}2$ и $d_{о.с} = d_{м.к} = 1{,}5$ мм. Установлено, что изменение параметров золотникового клапана не отражается на частотных характеристиках регулятора давления. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном — межкамерного дросселя (см. рис. 2 в [1]).

Как видно из рис. 5, *а*, резонансных режимов колебаний тока в обмотке электромагнита не наблюдается. Перемещение якоря электромагнита $x_я$ имеет две резонансных частоты: $\nu_{p1} = 210{,}9$ Гц и $\nu_{p2} = 386$ Гц. При ν_{p1} коэффициент динамичности и примыкающая полоса пропускания незначительны, поэтому регулятор давления обеспечивает устойчивое управление давлением $p_{р.д}$ в пределах частоты до 380 Гц (см. рис. 5, *в*). Более высокая частота воздействия маловероятна.

АЧХ золотникового клапана представлены на рис. 5, *г—е*. Они существенно отличаются от АЧХ регулятора давления. Количество резонансных режимов колебаний золотника $x_{зол}$ и значение коэффициента динамичности зависят от конструктивного исполнения золотникового клапана. АЧХ первого варианта конструктивного исполнения изображены на рис. 5, *г—е* сплошной линией, второго варианта — штриховой линией, а третьего — пунктиром. У первого варианта $\nu_{p1} = 13{,}53$ Гц, $\nu_{p2} = 46{,}15$ Гц, у третьего — $\nu_{p1} = 27{,}06$ Гц, $\nu_{p2} = 96{,}29$ Гц. Вторая резонансная частота возникает вследствие влияния положительного перекрытия. С уменьшением диаметров дросселей золотникового клапана $d_{о.с}$ и $d_{м.к}$ резонансные частоты снижаются, а полосы пропускания сужаются, т. е. результат оказывается противоречивым, поскольку улучшение показателей качества функционирования достигается повышением значений резонансных частот и снижением полосы пропускания. Аналогичные противоречия наблюдаются при увеличении диаметров дросселей (пунктирные линии на рис. 5, *г—е*).

Наилучшие динамические свойства золотникового клапана достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей $\Delta_п = 0$. Однако такой вариант создает технологические проблемы точности изготовления золотниковой пары. Отрицательное же перекрытие неприемлемо из-за увеличения расхода рабочей жидкости на слив в процессе регулирования, что приводит к нестабильной работе системы управления на низкочастотных режимах вращения двигателя,

gz718.indd 10 15.05.2018 11:49:27

когда возникает дефицит подачи насоса гидросистемы. Поэтому рекомендуется использовать положительное перекрытие, желательно в пределах $\Delta_п$ = 0,1...02 мм.

На рис. 6 приведены фазово-частотные характеристики перемещения золотника $\varphi^U_{x_{зол}}(\nu)$ и давления на выходе $\varphi^U_{p_{вых}}(\nu)$ золотникового клапана с положительным перекрытием дросселирующих щелей. В полосе пропускания, примыкающей к первому резонансному режиму, сдвиг по фазе устремляется к частоте — π рад (минус 180 град), причем сдвиг по фазе графика давления $p_{вых}(t)$ относительно гармонического сигнала воздействия $U(t)$ существенно больший, чем сдвиг графика перемещения золотника $x_{зол}(t)$. Но частоты колебаний всех трех процессов $x_{зол}(t)$, $p_{вых}(t)$ и $U(t)$ одинаковы (см. рис. 4).

В полосе пропускания, примыкающей ко второму резонансу ν_{p2}, характер взаимного изменения амплитуд колебаний этих процессов претерпевает существенные изменения. Происходит автоматическая перенастройка частоты колебаний золотника и графика выходного давления. Их частота становится в три раза меньше, чем частота воздействия $U(t)$. Графики колебаний процессов $x_{зол}(t)$, $p_{вых}(t)$ и $U(t)$ при вхождении во вторую полосу пропускания при частоте ν = 41,38 Гц (ω = 260 рад/с) показаны на рис. 7, *а*, а при резонансной частоте ν_{p2} = 46,15 Гц (ω_{p2} = 290 рад/с) — на рис. 7, *б*. Эти графики дают наглядное представление о прохождении перестройки колебательных процессов $x_{зол}(t)$ и $p_{вых}(t)$. Они существенно отклоняются от гармонической характеристики воздействия $U(t)$. При этом сдвиг по фазе между ними

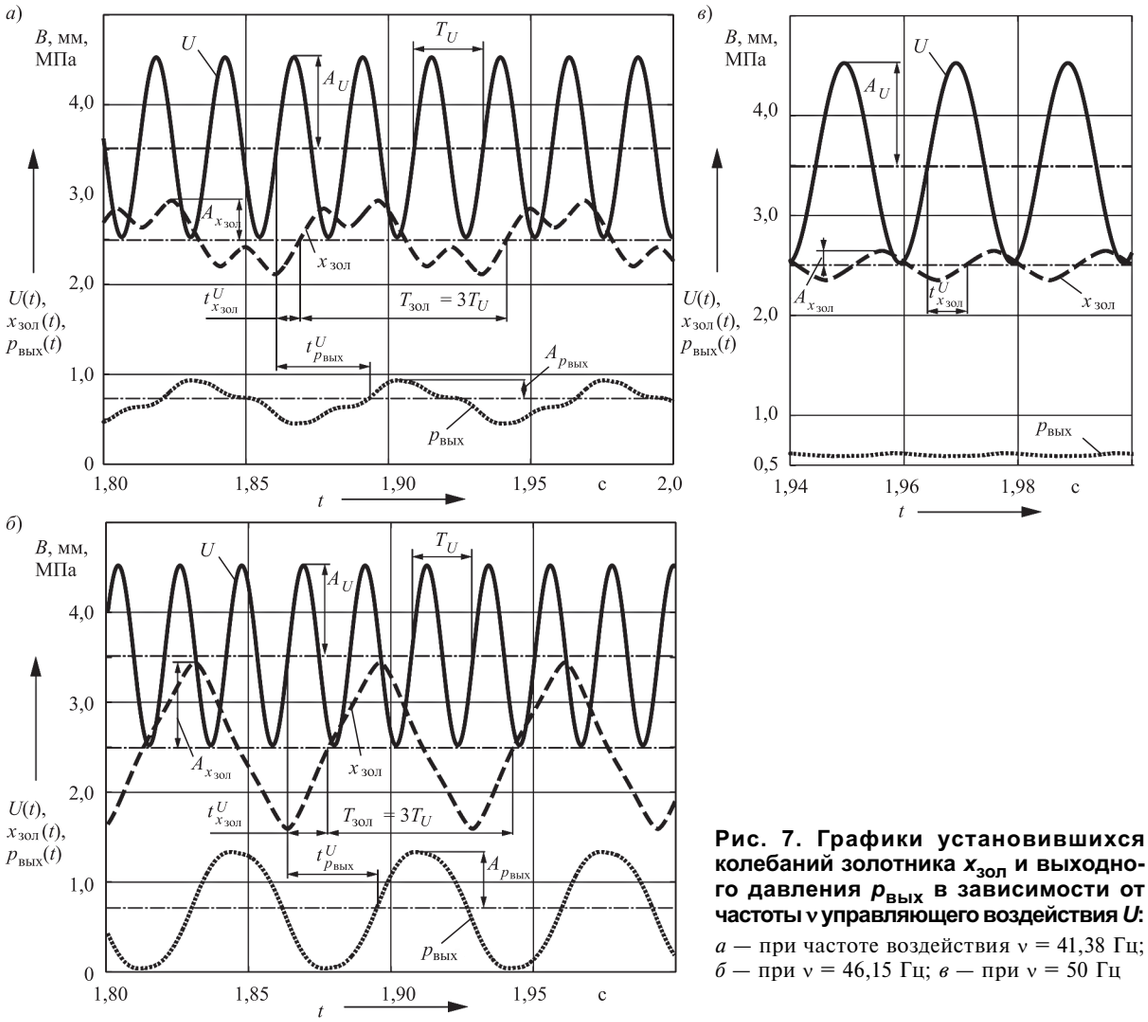


Рис. 7. Графики установившихся колебаний золотника $x_{зол}$ и выходного давления $p_{вых}$ в зависимости от частоты ν управляющего воздействия *U*:

а — при частоте воздействия ν = 41,38 Гц; *б* — при ν = 46,15 Гц; *в* — при ν = 50 Гц

gz718.indd 11 15.05.2018 11:49:28

возрастает и достигает на резонансной частоте ν_{p2} для перемещения золотника $\varphi^{U}_{x_{зол}}(\nu)_{max} = 243$ град., а для давления — $\varphi^{U}_{p_{вых}}(\nu)_{max} = 527$ град.

При выходе из полосы пропускания, примыкающей к резонансу ν_{p2}, исходная частота колебаний процессов $x_{зол}(t)$ и $p_{вых}(t)$ восстанавливается, и сдвиг по фазе сокращается, что видно из рис. 7, *г*. Амплитуды колебаний этих процессов резко уменьшаются, и система управления функционирует устойчиво с высокими показателями качества.

У золотникового клапана с нулевым перекрытием эффект перенастройки частоты колебаний отсутствует.

Выводы

1. Предложена методика определения амплитудно-частотных и фазово-частотных характеристик системы автоматического управления, основанная на использовании результатов интегрирования системы нелинейных дифференциальных уравнений математической модели исследуемого объекта.

2. Получены АЧХ и ФЧХ мехатронной системы управления фрикционами гидромеханической передачи с автоматическим переключением передач, на основе которых выполнена оценка показателей качества и устойчивости процесса функционирования созданной МСАУ для карьерных самосвалов БелАЗ.

3. Получены значения резонансных частот и коэффициентов динамичности процессов функционирования компонентов МСАУ, определены полосы пропускания вибраций при осуществлении управления с периодическим характером изменения управляющего воздействия.

4. Резонансная частота регулятора давления существенно выше (в 4—10 раз) резонансных частот регулятора-распределителя и практически не оказывает влияния на динамичность характеристики формируемого выходного давления МСАУ.

5. Установлено, что АЧХ регулятора давления созданной МСАУ не зависят от параметров золотникового клапана регулятора-распределителя, формирующего выходной сигнал давления управления фрикционом гидромеханической передачи. Это достигнуто установкой дросселя между рабочей камерой регулятора давления и камерой управления золотниковым клапаном (межкамерного дросселя).

6. Выбор конструктивных параметров золотникового клапана регулятора-распределителя существенно влияет на показатели качества процессов управления давлением фрикционов гидромеханической передачей. Минимальные коэффициенты динамичности колебаний золотника и выходного давления достигаются при нулевом перекрытии дросселирующих щелей золотникового клапана. Увеличение диаметров дросселей обратной связи золотникового клапана и межкамерного сдвигает резонансные частоты в область более высоких частот и приводит к возрастанию коэффициента динамичности.

7. В полосе пропускания, перекрывающей вторую резонансную частоту колебаний золотникового клапана с положительным перекрытием, происходит автоматическая перенастройка колебательного процесса, сопровождаемая снижением частоты колебаний золотника в три раза по сравнению с частотой управляющего воздействия, а их колебания происходят в противофазах. При нулевом перекрытии такой эффект отсутствует.

8. Применение предложенной методики позволяет проектировать системы автоматического управления с высокими показателями качества и устойчивости процесса функционирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик В. П.** Моделирование мехатронной системы управления фрикционами переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля // Грузовик. — 2017. — № 10 — С. 7—15.
2. **Тарасик В. П., Савицкий В. С.** Методика проектирования механизма управления фрикционами гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования // Грузовик. — 2016. — № 6. — С. 3—12.
3. **Пат. 2 459 982 РФ, МПК F 15B 13/043; F 16H 61/06.** Двухступенчатый электрогидравлический механизм управления давлением / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин и др.; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т; заявл. 30.11.2010; опубл. 27.08.2012. Бюл № 24. — 13 с.
4. **Мехатронная система** управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, А. Н. Егоров, В. В. Региня // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2—11.
5. **Ксеневич И. П., Тарасик В. П.** Теория и проектирование автоматических систем. — М.: Машиностроение, 1996. — 479 с.
6. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического управления. — СПб.: Профессия, 2003. — 752 с.
7. **Тарасик, В. П., Савицкий В. С.** Экспериментальные исследования электрогидравлического пропорционального клапана мехатронной системы управления автоматической коробкой передач // Тракторы и сельхозмашины. — 2016. — № 9. — С. 10—18.

gz718.indd 12 15.05.2018 11:49:28

УДК 621.436.12:621.63:621.6-1/-9

А. А. Андреенков, канд. техн. наук, e-mail: andreyandre@yandex.ru,
А. А. Дементьев, ст. преподаватель, Московский политехнический университет,
e-mail: w1941w@yandex.ru

ДИАГОНАЛЬНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ ДЛЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для системы жидкостного охлаждения турбодизеля автомобиля при проведении комплекса проектных и исследовательских работ создан диагональный вентилятор — представлены параметры и характеристики вентилятора.

Ключевые слова: *автомобильный двигатель, система охлаждения, диагональный вентилятор.*

In the course of the project and the research works the diagonal-flow fan for the cooling system of the vehicle turbodiesel was developed, also its experimental characteristics were received.

Keyword: *transport heat engine, cooling system, diagonal-flow fan.*

Поршневые двигатели внутреннего сгорания доминируют по численности в энергетических установках современных наземных транспортных систем; при существующей тенденции увеличения литровой мощности двигателей, сопровождающейся ростом тепловых нагрузок на системы охлаждения, для обеспечения теплового режима работы двигателей критически необходимы вентиляторы соответствующей — повышенной — производительности. Вместе с тем системы охлаждения двигателей автотранспортных средств имеют высокую плотность компоновки теплообменных аппаратов, а в подкапотном пространстве находятся навесное оборудование, устройства, дополнительная шумовая изоляция моторного отсека (капсулирование двигателя) — все это существенно увеличивает сопротивление воздушной сети, поэтому для охлаждения двигателей требуются вентиляторы высокого напора.

В свете концепции улучшения топливной экономичности автотракторных двигателей посредством снижения механических потерь вентилятор позиционируется как весьма энергоемкий агрегат, в котором требуемые производительность и напор должны сочетаться с высокой эффективностью для снижения затрат мощности на привод и для уменьшения расхода топлива двигателем.

Вышесказанное обусловливает целевую функцию проведенного исследования — вентилятор системы жидкостного охлаждения двигателя, — "привязанного" к турбодизелю с охлаждением наддувочного воздуха, рабочий объем 2,2 л, номинальная эффективная мощность 88 кВт (120 л. с.).

Согласно техническому заданию, на номинальном режиме производительность вентилятора составляет 2,1 кг/с; схема подачи охлаждающего воздуха типична для систем охлаждения автомобильных тепловых двигателей: "нагрузка" вентилятора считается сосредоточенной на линии всасывания, воздух в блоке теплообменных аппаратов подогревается на 25 град.; коэффициент восстановления полного давления воздушной сети составляет 0,988. Наружный диаметр рабочего колеса 0,364 м — данная величина обусловлена приближением размеров фронтальной площади, ометаемой рабочими лопатками вентилятора, к фронтальной поверхности матрицы радиатора с целью улучшения процессов теплообмена и течения воздуха: наружный диаметр должен быть меньше размеров матрицы на 10...15 %.

С учетом исходных данных на начальном этапе работы был решен вопрос выбора номинальной частоты вращения вентилятора, приводимого от коленчатого вала двигателя, при этом руководствовались следующими соображениями.

Так как величина наружного диаметра рабочего колеса задана, то возможность варьирования этим размером в расчетах отсутствует, но при выполнении расчетных исследований необходимо рассматривать ряд значений коэффициентов осевой скорости, которые обратно пропорциональны окружной скорости на наружном диаметре входа в колесо. Поэтому с учетом существующего "шумового" ограничения окружной скорости вентиляторов до 110 м/с расчетным путем было установлено, что приемлемой для удовлетворения

gz718.indd 13 15.05.2018 11:49:28

заданным параметрам является частота вращения вентилятора 4800 мин$^{-1}$ — от двигателя к вентилятору будет использоваться повышающаяся механическая передача. По конструкционным соображениям, в том числе по условиям прочности и компоновки, ширина колеса на среднем сечении — 28 мм.

В проведенном исследовании использовалась расчетная методика работы [3]. Моделировались вентиляторные устройства с осевыми и диагональными рабочими колесами: диагональные вентиляторы, в отличие от осевых имеют характерный угол втулочной поверхности колеса и, возможно, угол периферийной образующей. В расчетных исследованиях значения указанных углов варьировались при соответствующем использовании необходимой расчетной зависимости для кпд осевой или диагональной рабочей решетки.

Использование единого алгоритма расчетов позволило реализовать общий принцип разработки и проектирования лопаточных машин и выполнить анализ расчетных вариантов: расчеты проводились по струйкам тока воздуха в рабочем колесе вентилятора, ряд величин и параметров вычислялся итерационным методом с последующим уточнением конечного результата.

Результаты промежуточных вариантных расчетов позволили сделать заключение: для рассматриваемых условий предпочтительнее использовать вентиляторы диагонального типа, существенно превосходящие осевые по эффективности, это уменьшит мощность на привод вентилятора более чем на 20 %.

Полученные результаты, хорошо согласующиеся с известными сведениями по диагональным вентиляторам [1, 2], позволили выбрать вентилятор диагонального типа с углами образующих наружной и втулочной конических поверхностей рабочего колеса 0 и 35 град., соответственно. Расчетный перепад статического давления за вентилятором и статического же давления на входе в колесо составил 1,5 кПа.

Согласно геометрическим параметрам был изготовлен образец вентилятора: рабочие лопатки, полученные опрессовкой заготовок из стального листа на спроектированной матрице, приварены к коническому ободу колеса с последующей зачисткой швов абразивным инструментом, выглаживанием поверхностей, покрытием нитроэмалью. Выполнение образца "в металле", а не посредством изготовления модели 3D-печатью продиктовано скорее субъективными экономическими соображениями, поскольку, как показали прочностные расчеты, выполнить вентилятор возможно и целесообразно из неметаллических материалов.

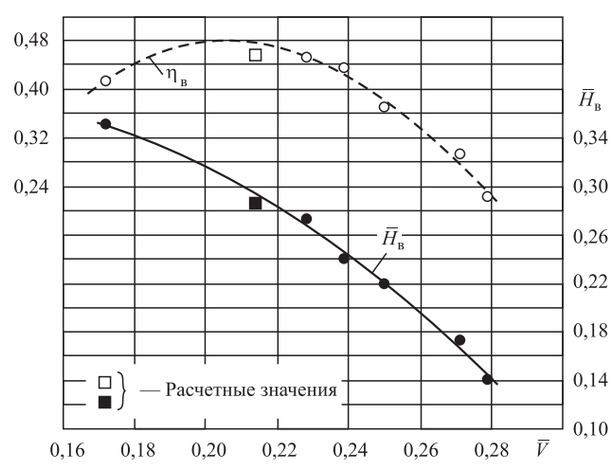
Вентилятор был экспериментально исследован на аэродинамической установке, она работает на всасывание, в результате чего замеры производятся в невозмущенном потоке; выход воздуха из рабочего колеса в свободную атмосферу — вентилятор без диффузора.

На стенде, при выборе и изменении сопротивления сети, определялись абсолютные параметры работы вентилятора (вентиляторной ступени) на режиме: крутящий момент на валу, по перепаду давлений микроманометров — расход воздуха и т. п.

На рисунке показаны экспериментальные характеристики вентилятора: коэффициент напора вентилятора $\bar{H}_в$ и кпд вентилятора $\eta_в$, как функции коэффициента производительности $\bar{V}$.

Согласно требованиям государственного стандарта на испытание вентиляторов, величины $\bar{H}_в$ и $\eta_в$ определялись по перепаду статического давления за вентилятором и полного давления на входе в колесо, также на диаграмме показаны значения указанных параметров вентилятора в расчетной точке.

Можно отметить, кпд вентилятора растет с увеличением коэффициента производительности, достигая максимального значения почти 0,48 при коэффициенте 0,205 (при этом значение коэффициента напора вентилятора составляет почти 0,31), затем уменьшается, т. е. имеет плавный и непрерывный характер на всем рассмотренном практически важном интервале значений коэффициента производительности.



Экспериментальные характеристики диагонального вентилятора

gz718.indd 14 15.05.2018 11:49:28

При сопоставлении экспериментальных и расчетных данных установлено: при расчетном значении коэффициента производительности 0,214 экспериментальное значение кпд 0,474, что несколько превышает расчетную величину 0,463, — более чем на 2,3 относительных процента; экспериментальное значение коэффициента напора при этом составляет 0,291, что выше расчетного значения 0,282 на 3,2 %. Получение несколько завышенных параметров вентилятора при удовлетворительном совпадении с расчетными значениями подтверждает адекватность расчетной методики, и в целом это следует признать положительным моментом.

Вместе с тем расчетная величина кпд находится вблизи к области, содержащей экстремум — в диапазоне около 10 % изменения значений коэффициента производительности и почти такого же относительного изменения коэффициента напора.

Данное обстоятельство является весьма благоприятным, так как по статистике массового производства существует обусловленная технологией производства зона рассеивания параметров изделия — поле допуска. Поэтому предпочтительно, чтобы у опытного образца вентилятора кпд и напор были бы несколько выше заданных, т. е. рабочая точка вентилятора располагалась бы несколько выше его расчетной точки, что и имеет место. Также из характеристики следует, рабочую точку вентилятора на номинальном режиме можно ущерба для кпд и при сохранении требуемого напора вентилятора переназначить при несколько больших коэффициентах производительности, увеличивая расход охлаждающего воздуха более чем на 3 %.

Мощность на привод вентилятора с учетом механического кпд — почти 5,3 кВт, что составляет 6 % номинальной мощности турбодизеля.

Таким образом, проведенное исследование расширило представление о диагональных вентиляторах. Также в заключение следует отметить, что разработан диагональный вентилятор, параметры которого — напор, производительность и эффективность — позволяют использовать его для системы охлаждения тепловых двигателей, не ограничиваясь рассмотренным типоразмером. Представляется, что данные вентиляторы могут найти практическое применение в системах воздухоподачи и охлаждения, как транспортных средств, так и стационарных объектов, не ограничиваясь энергетическими установками различного назначения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Андреенков А. А.** Высоконапорный диагональный вентилятор системы охлаждения тракторного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 6 — С. 39—41.
2. **Андреенков А. А.** Высокоэффективный вентилятор для системы жидкостного охлаждения турбодизеля грузовика // Грузовик. — 2014. — № 2. — С. 2—6.
3. **Андреенков А. А.** Оптимизация элементной базы и схемы турбовентилятора системы охлаждения турбопоршневого двигателя: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02: защищена 02.04.09: утв. 19.06.09 — М., 2009. — 239 с.

"КАМАЗ-ЛИЗИНГу" — 15 лет

"КАМАЗ-ЛИЗИНГ" отметил пятнадцатилетний юбилей. В торжественном мероприятии приняла участие основатель и первый генеральный директор Лизинговой компании "КАМАЗ", ныне депутат Государственной думы Российской Федерации Альфия Когогина.

Поздравляя "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" с юбилеем, Альфия Когогина отметила, что компания была создана в непростые времена и за небольшой срок времени смогла стать серьезной организацией. Годы успешной работы сделали бренд "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" узнаваемым и вывели компанию в лидеры финансового рынка. Депутат Госдумы РФ пожелала Лизинговой компании "КАМАЗ" процветания и движения вперед, предвосхищая потребности клиентов, опережая конкурентов.

Генеральный директор АО "Лизинговая компания "КАМАЗ" Андрей Гладков, в свою очередь, подчеркнул, что "КАМАЗ-ЛИЗИНГ" является брендом с особой философией, основывающейся на ценностях и традициях, заложенных 15 лет назад, — они остаются базовыми в работе компании и сегодня — это клиентоориентированность, командная работа, постоянное присутствие в рейтингах, активная социальная политика.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

gz718.indd 15 15.05.2018 11:49:28

УДК 629.113.004.67:621.892

М. Ю. Карелина, д-р техн. наук, **А. Л. Дмитревский,** ФГБОУ ВПО Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), e-mail: karelinamu@mail.ru, **А. Б. Лагузин,** ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ"

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ФТОР-ПАВ НА КАЧЕСТВО ЗАЩИТНОЙ МОЛЕКУЛЯРНОЙ ПЛЕНКИ

Рассмотрен метод повышения износостойкости и надежности деталей машин благодаря образованию на их поверхности защитной молекулярной пленки. Изучено влияние концентрации Фтор-ПАВ на свойства и качество покрытия. Проведен дисперсионный анализ результатов эксперимента.

Ключевые слова: *надежность, трибосопряжение, молекулярная пленка, фторорганические ПАВ, краевой угол смачивания, дисперсионный анализ, двухфакторная математическая модель.*

The method of increase of durability and reliability of machine parts due to formation on their surface of protective molecular film is considered. The influence of fluorine-surfactant concentration on properties and quality of coating is studied. Conducted dispersion analysis of the results of the experiment.

Keywords: *Reliability, Tribosoprjazhenie, molecular film, Ftororganicheskie surfactant, edge wetting angle, dispersion analysis, factor mathematical model.*

(Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

Одним из факторов, ограничивающих надежность работы машин и оборудования, является износ контактирующих поверхностей трибосопряжений, что в значительной степени сказывается на ресурсе их работы [6, 7]. Поэтому для повышения долговечности деталей машин используют различные методы их упрочнения: термические, криогенные, физические, физико-химические и т. п. [4, 5]

Физико-химические методы повышения износостойкости можно условно разделить на три основных класса [2]:

1. Создание износостойкой неорганической пленки на поверхности.
2. Изменение химического состава поверхностного слоя.
3. Изменение энергетического запаса поверхностного слоя.

Наиболее перспективным способом борьбы с износом является формирование на поверхностях трибосопряжений слоя поверхностно-активных молекул. Изменяя поверхностную энергию, можно управлять такими физико-химическими процессами, как трение и износ. Большой интерес представляют поверхностно-активные молекулы, представляющие собой фторуглероды, $—CF_2—CF_2—$ вместо углеводородов $—CH_2—CH_2—$ [2,3].

Фторуглероды и углеводороды по своим свойствам принадлежат к разным классам химических соединений. Углеродные цепи находятся в максимально восстановленном состоянии, фторуглеродные — в максимально окисленном. Этим можно объяснить чрезвычайно высокую стойкость фторуглеродов к окислению, негорючесть и очень высокую физико-химическую инертность [8]. Состав для нанесения защитной молекулярной пленки представляет собой фторированное поверхностно-активное вещество (Фтор-ПАВ) и растворитель. В качестве Фтор-ПАВ используется перфторированные кислоты полипропиленоксида формулы:

$$C_3F_7O(C_3F_6O)_nCOOH,$$

где $n = 8 - 30$.

В качестве растворителя используют хладоны различных марок. При нанесении раствора на поверхность растворитель испаряется, а Фтор-ПАВ формирует на ней мономолекулярную пленку, которая в свою очередь чрезвычайно сильно меняет энергетическое состояние поверхности. Хотя растворитель играет роль носителя Фтор-ПАВ, его влияние на формирование пленки столь же велико, как и действие основного компонента. Для Фтор-ПАВ кроме его природы большую роль играет размер, строение и ориентация молекул на поверхности твердого тела.

gz718.indd 16 15.05.2018 11:49:28

Естественно, что концентрация раствора Фтор-ПАВ влияет на технологические процессы формирования защитной молекулярной пленки, повышая ее качество. Для количественной оценки эффекта использования Фтор-ПАВ были приготовлены растворы различной концентрации, используя летучее вещество хладон 112 в качестве растворителя. Специально подготовленные металлические пластины опускались в раствор. После выдержки в растворе и последующей их сушки выполнялись замеры значения краевого угла смачивания. В целом процедура проведения эксперимента включает следующие шаги:

1. Три пластины из металла (материал — У10А) с шероховатостью поверхности R_z 0,1 были обработаны моющим средством "Арсек" ТУ 38.504-63-0292-92 и высушены, после чего были обработаны трихлорэтиленом и снова высушены.

2. На подготовленные образцы нанесли капли масла МН-60, затем замерили краевой угол смачивания, значение которого составило 25°.

3. Пластины окунули в раствор с различным процентным содержанием Фтор-ПАВ, для нанесения молекулярной пленки в соответствии с методикой "НИИЧаспрома", затем платины поместили на 30 мин в термошкаф с температурой 40 °С для просушки.

4. На каждую пластину были поставлены капли масла МН-60 маслодозировкой № 6 и измерены краевые углы смачивания. На каждый образец нанесли капли масла МН-60 (маслодозировка № 6), затем снова замерили краевой угол смачивания.

5. Каждый образец пять раз промыли хладоном 112, после каждой промывки произвели замер краевого угла смачивания (табл. 1, рис. 1).

Для сравнения полученных результатов использовался дисперсионный анализ — это базовый метод сравнительного анализа характеристик процессов до и после проведения модифицирования [9].

Поставленная задача оценки влияния процентного содержания без учета количества промывок на краевой угол смачивания может рассматриваться как задача однофакторного дисперсионного анализа.

Эта формальная модель направлена на решение задачи сравнения средних величин нескольких групп измерений одного показателя (в представленной задаче это краевые углы) при различных значений фактора (в представленной задаче это процент содержания Фтор-ПАВ). При использовании данного подхода предполагается, что средние значения показателя β_1, β_2, ..., β_n для анализируемых групп имеют нормальное распределение с равными величинами дисперсий σ^2. Кроме того, предполагается, что полученные в результате испытаний выборки объемов J_1, J_2, ..., J_m независимы между собой и:

$$y_{ij} = \beta_i + \varepsilon_{ij};\ i = 1...I;\ j = 1...J_i;\ \varepsilon_{ij} \sim N(0, \sigma^2). \quad (1)$$

При такой постанове нулевая гипотеза заключается в проверке равенства:

$$H_0: \beta_1 = \beta_2 = ... = \beta_m. \quad (2)$$

Таблица 1

Измерения краевых углов смачивания

№ опыта	Количество фтор-ПАВ в растворе	После нанесения МЗП	После промывки					Изменение θ после 5-й промывки, $\Delta\theta_{ср}$, град
			1	2	3	4	5	
	%	$\theta_{ср}$, град						
1	0	25,1	16,6	14,3	9,5	5,8	4,9	−20,2
2	0,1	35,3	34,7	34,3	35,1	34,2	34,1	−1,2
3	0,2	44,7	43,9	44,1	43,7	43,7	43,5	−1,2
4	0,4	49,1	48,9	48,7	48,7	48,5	48,3	−0,8
5	0,5	53,2	52,8	52,9	52,6	52,4	52,5	−0,7
6	0,6	55,4	52,3	51,9	51,7	51,1	49,8	−5,6
7	0,7	57,5	54,6	54,4	55,1	53,2	52,9	−4,6

gz718.indd 17 15.05.2018 11:49:28

Таблица 2

Результаты дисперсионного анализа

Изменчивость групп	Степень свободы	Сумма квадратов	Средние квадраты
Между группами	$r-1$	$Q_1=\sum_{i=1}^{r} n_i\left(\bar{y}_i-\bar{y}\right)^2$	$S_1^2=\frac{1}{r-1}Q_1$
Внутри групп	$n-r$	$Q_2=\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{n_i}\left(y_{ij}-\bar{y}_i\right)^2$	$S_2^2=\frac{1}{n-r}Q_2$
Сумма	$n-1$	$Q=\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{n_i}\left(y_{ij}-\bar{y}\right)^2$	$S^2=\frac{1}{n-1}Q$

На основании F-критерия с заданным уровнем значимости α гипотеза H_0 отклоняется только при $F^* > F_{(\alpha,\, I-1,\, N-1)}$. F-статистика однофакторного дисперсионного анализа вычисляется на основании таблицы дисперсионного анализа (табл. 2).

Все значения "средних квадратов" в случае справедливости нулевой гипотезы соответствуют значениям несмещенных оценок дисперсии σ^2, а z-критерий позволяет оценить меру совместности оценок s_1^2 и s_2^2. При этом $\forall i \neq j$ $\bar{y}_i-\bar{y}_j$ нормально распределенные случайные величины с математическим ожиданием $m_i - m_j$ и среднеквадратическим отклонением $\sigma\sqrt{\frac{n_i+n_j}{n_i n_j}}$. Принимая уровень значимости за α %, имеется возможность формирования доверительных интервалов разности для двух исследуемых средних величин групп $\left(\bar{x}_i-\bar{x}_j\right)\pm t_\alpha s_2\sqrt{\frac{n_i+n_j}{n_i n_j}}$.

Таблица 3

Описательные статистики значений угла смачивания для различных значений концентрации

Cell No.	C; Weighted Means (Угол_2.sta) Current effect: F(7, 472)=1470,9, p=0,0000 Effective hypothesis decomposition					
	C	U Mean	U Std.Err.	U -95,00%	U +95,00%	N
1	D0	12,72	0,90	10,91	14,52	60
2	D1	34,65	0,12	34,40	34,90	60
3	D2	43,86	0,15	43,56	44,17	60
4	D3	46,57	0,14	46,29	46,85	60
5	D4	48,70	0,15	48,40	49,01	60
6	D5	53,16	0,15	52,87	53,45	60
7	D6	52,02	0,28	51,46	52,58	60
8	D7	54,80	0,25	54,30	55,29	60

По данным однофакторной модели (рис. 2, табл. 3) уже видна отчетливая тенденция увеличения угла до значений 0,5 %. После этого значения в пределах статистической значимости зависимость практически не изменяется.

Остатки модели однофакторного анализа ведут себя достаточно нерегулярно (рис. 3), хотя гистограмма остатков (рис. 4) выглядит достаточно симметрично. Самая левая размытость объясняется экспериментами с группой образцов без обработки раствором Фтор-ПАВ.

В рамках однофакторного эксперимента таблица дисперсионного анализа (табл. 4) достаточно большие значения F-отношения указывают на существенность влияния концентрации раствора.

При рассмотрении влияния сразу двух факторов (процентного содержания раствора и количества промывок) использовалась модель двухфакторного анализа, которая в общем виде записывается следующим образом:

$$y_{ijk} = \beta_{ij} + \varepsilon_{ijk},\ i = 1...I;$$
$$j = 1...J;\ k = 1...K;\ \varepsilon_{ijk} \sim N(0,\ \sigma^2). \qquad (3)$$

Коэффициенты β_{ij} в модели двухфакторного анализа представляются как

$$\beta_{ij} = \beta_{**} + (\beta_{i*} - \beta_{**}) + (\beta_{*j} - \beta_{**}) + $$
$$+ (\beta_{ij} - \beta_{i*} - \beta_{*j} + \beta_{**}), \qquad (4)$$

Таблица 4

Дисперсионный анализ однофакторного эксперимента

Effect	Univariate Tests of Significance for U (Угол_2.sta) Sigma-restricted parameterization Effective hypothesis decomposition				
	SS	Degr. of Freedom	MS	F	p
Intercept	900303,5	1	900303,5	113965,5	0,00
C	81338,0	7	11619,7	1470,9	0,00
Error	3728,7	472	7,9		

gz718.indd 18 15.05.2018 11:49:28

где β_{**} — отклик, усредненный по двум факторам; $(\beta_{i*} - \beta_{**})$ — усредненный эффект фактора 1 i-го уровня $(\beta_{*j} - \beta_{**})$ — усредненный эффект фактора 2 j-го уровня; $(\beta_{ij} - \beta_{i*} - \beta_{*j} + \beta_{**})$ представляет эффект взаимодействия между этими двумя факторами соответственно на i-м и j-м уровнях.

В двухфакторном дисперсионном анализе наиболее часто рассматривается модель с аддитивным планом, в которой отсутствует взаимодействие между этими двумя факторами, что приводит к схеме расчета, представленной в виде:

$$y_{ijk} = \mu + \alpha_i + \lambda_j + \varepsilon_{ijk};\ i = 1...I;\ j = 1...J;\ k = 1...K;\ \varepsilon_{ijk} \sim N(0, \sigma^2), \quad (5)$$

где используется новая преобразованная параметризация:

$$\mu = \beta_{**};\ \alpha_i = \beta_{i*} - \beta_{**};\ \lambda_j = \beta_{*j} - \beta_{**}. \quad (6)$$

В последней модели для параметров α_i и λ_j выполняется условие нормировки, т. е. $\sum_{i=1}^{I} \alpha_i = \sum_{j=1}^{J} \lambda_i = 0$.

При этом число степеней свободы данной модели равно $r = I + J - 1$, а оценки параметров дисперсионной модели находят на основе решения задачи минимизации аддитивной функции:

$$S = \sum_{i=1}^{I}\sum_{j=1}^{J}\sum_{k=1}^{K}\left(Y_{ijk} - \mu - \alpha_i - \lambda_j\right)^2. \quad (7)$$

Для оценки результирующей характеристики выполняется соотношение $\hat{Y} = \hat{\mu} + \hat{\alpha}_i + \hat{\lambda}_j$, а значение F-статистики для проверки нулевой гипотезы H_0: $\alpha_1 = \alpha_2 = ... = \alpha_I$ имеет вид, аналогичный однофакторной модели для I групп по JK испытаний на ячейку $\hat{Y}_{ijk} = \mu + \hat{\lambda}_j$ и определяется соотношениями, приведенными в табл. 5 дисперсионного анализа.

Различные варианты представления зависимости угла смачивания от концентрации и количества промывок образца приведены на рис. 5—8.

В рамках двухфакторной модели гистограмма остатков (рис. 9) также выглядит более регулярно и ближе к нормальному распределению.

Таблица дисперсионного анализа (табл. 6) указывает на существенность влияния всех факторов модели, включая их взаимодействие.

Таким образом, обработка результатов эксперимента показала, что после пяти промывок

Таблица 5

Дисперсионный анализ двухфакторной модели

	Сумма квадратов	Степени свободы
Фактор 1	$SS_1 = KJ\sum_{k=1}^{K}\left(Y_{i**} - Y_{***}\right)^2$	$I - 1$
Фактор 2	$SS_2 = KI\sum_{k=1}^{K}\left(Y_{*j*} - Y_{***}\right)^2$	$J - 1$
Остаток	$SS_e = \sum_{i=1}^{I}\sum_{j=1}^{J}\sum_{k=1}^{K}\left(Y_{ijk} - Y_{i**} - Y_{*j*} + Y_{***}\right)^2$	$N - I - J + 1$
Сумма	$SS_p = \sum_{i=1}^{I}\sum_{j=1}^{J}\sum_{k=1}^{K}\left(Y_{ijk} - Y_{ijk}\right)^2$	$N - 1$
	Средние квадраты	F-отношение
Фактор 1	$MS_1 = SS_1/I - 1$	MS_1/MS_E
Фактор 2	$MS_2 = SS_2/J - 1$	MS_2/MS_E
Остаток	$MS_E = SS_e/N - I - J - 1$	

gz718.indd 19 15.05.2018 11:49:29

Таблица 6

Дисперсионный анализ

Effect	Univariate Tests of Significance for Ugs (Угол_1.sta) Sigma-restricted parameterization Effective hypothesis decomposition				
	SS	Degr. of Freedom	MS	F	p
Intercept	900303,5	1	900303,5	901053,7	0,00
С	81338,0	7	11619,7	11629,4	0,00
П	1042,9	5	208,6	208,8	0,00
С*П	2254,2	35	64,4	64,5	0,00
Error	431,6	432	1,0		

образцов растворителем хладоном 112 значения угла θ в диапазоне концентраций 0,4...0,5 % сохранились, а при большей концентрации угол уменьшился в среднем на 5°. Следовательно, увеличивать концентрацию Фтор-ПАВ в растворителе более чем на 0,5 % нецелесообразно.

Кроме того, в работе показано, что при концентрации Фтор-ПАВ 0,4...0,5 % образуется насыщенный молекулярный слой. Оценка прочности молекулярных пленок проведена в соответствии с методологией НИИЧаспром по значению величины краевого угла смачивания капли масла МН-60, указанного в ГОСТ 8781—71.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гайдар С. М.** Применение нанотехнологий для повышения надежности машин и механизмов // Грузовик. — 2010. — № 10. — С. 38—41.
2. **Гайдар С. М.** Характеристика и показатели наноматериалов для снижения износа деталей сельхозмашин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 2009. — № 12. — С. 20—22.
3. **Гайдар С. М.** Модификация консистентных смазок с использованием нанотехнологии // Техника в сельском хозяйстве. — 2010. — № 2. — С. 38—40.
4. **Карелина М. Ю., Гайдар С. М.** Исследование эффективности триботехнических препаратов на основе наноматериалов // Грузовик. — 2015. — № 4. — С. 17—29.
5. **Кравченко И. Н., Гайдар С. М., Жуков Л. В., Ларин П. Г.** Обоснование факторов, оказывающих влияние на надежность специальной техники в особых условиях эксплуатации // Фундаментальные исследования. — 2014. — № 3—2. — С. 262—266.
6. **Пучин Е. А., Гайдар С. М.** Применение молекулярной инженерии для повышения ресурса сельскохозяйственной техники // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования Московский государственный агроинженерный университет им. В. П. Горячкина. — 2010. — № 2. — С. 101—106.
7. **Гайдар С. М., Свечников В. Н., Усманов А. Ю., Иванов М. И.** Использование наноматериалов в качестве присадок к маслам для уменьшения трения в трибосопряжениях // Техника и оборудование для села. — 2013. — № 1 (187). — С. 35—37.
8. **Гайдар С. М.** Характеристика и показатели наноматериалов // Механизация и электрификация сельского хозяйства (Минск). — 2010. — Т. 2. — № 44. — С. 26—28.
9. **Гайдар С. М.** Планирование и анализ эксперимента: учебник. — М.: Изд-во ФГБНУ "Росинформагротех", 2015. — 548 с.

Оригинальные запчасти

Компания "ЧЕТРА — Комплектующие и запасные части" запустила комплексную поставку оригинальных запасных частей для бульдозеров и экскаваторов бренда ЧЕТРА.

Теперь ООО "ЧКЗЧ" поставляет не только качественные запасные части к ходовым системам техники ЧЕТРА, но и запасные части трансмиссии и системы управления, рамы бульдозеров и тележек, части двигателя и систем его обеспечения, а также навесное, рыхлительное и бульдозерное оборудование, любые комплектующие части и крепеж производства ОАО "ЧАЗ" и ОАО "Промтрактор".

"Мы стремимся облегчить процесс выбора и заказа для наших клиентов. Теперь они смогут комплексно получать любые необходимые запасные части для ремонта и обслуживания своей техники", — комментирует Ирина Малкова, коммерческий директор ООО "ЧКЗЧ".

Напомним, что для дилеров и потребителей продукции бренда ЧЕТРА на сайтах chetra-spc.ru и chaz-spc.ru доступны электронные каталоги запасных частей, где можно быстро и удобно подобрать необходимые узлы и детали к промышленной, сельскохозяйственной и лесозаготовительной технике. Кроме того, оригинальность запасных частей к технике ЧЕТРА всегда можно проверить, обратившись к специалистам ООО "ЧКЗЧ".

Пресс-служба компании ЧЕТРА

gz718.indd 20 15.05.2018 11:49:29

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, СамГТУ, г. Самара,
С. И. Клейменов, ООО "Бизнес-Консалт", г. Тольятти, **С. А. Шанин,** ПАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны, **С. А. Дементьев,** ПАО "АВТОВАЗ", г. Тольятти
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ И АВТОМОБИЛЕЙ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКОЙ

В работе представлены результаты исследования вопросов обеспечения производственного и эксплуатационного процессов создания электромобилей и автомобилей с комбинированной энергоустановкой.

Ключевые слова: *автомобилестроение, электромобиль, автомобиль с комбинированной энергоустановкой.*

The paper presents the results of a study of the issues of providing production and operational processes for the creation of electric vehicles and hybrids.

Keywords: *motor industry, electric car, hybrid.*

Мировой спрос на редкоземельные металлы, по оценкам специалистов, в ближайшие 5 лет превысит 40 000 т в год. В случае если в течение данного промежутка времени не будут найдены технологии по синтезу аналогичных материалов в промышленных масштабах, то проблема производства электромобилей (ЭМБ) и автомобилей с комбинированной энергоустановкой (АКЭУ) будет усугубляться ресурсными ограничениями уже на стадии производства компонентов [1].

Автомобиль с КЭУ Toyota Prius заслужил доверие американских потребителей и занимает в своем сегменте около 70 % рынка. Он реализован на основе электропривода. Сегодня в каждом тяговом электродвигателе Prius содержится примерно 1 кг неодима, каждая тяговая аккумуляторная батарея (ТАБ) содержит примерно от 10 до 15 кг лантана [1, 2].

Основные разведанные запасы редкоземельных металлов сосредоточены на территории Китая, где в настоящее время действует государственная программа по обеспечению сохранности редкоземельных материалов для обеспечения собственных нужд. Естественно происходит ограничение поставок на экспорт.

Для реализации технических задач в качестве основного материала аккумуляторных батарей, активно используется литий. Некоторыми экспертами отмечается дефицит данного материала. При всем при этом уже сейчас существует огромный парк технических устройств, находящихся на разных этапах жизненного цикла, где используется литий. По общим оценкам объемы запасов лития превышают объемы золота, платины, йода, серебра и составляют 28 400 000 т лития или 150 000 000 т эквивалентного материала — карбоната лития. Таким образом, при текущем мировом спросе, составляющем около 23 000 т лития или 122 000 т эквивалента, существуют достаточные запасы данного материала. Но есть и другая проблема: как только на территории суверенных государств обнаруживаются запасы соответствующего материала, так сразу вводятся меры ограничительного характера, что влияет на рост мировых цен. Такую картину можно наблюдать в Чили или в Боливии.

Другой важной проблемой, когда речь заходит о перспективах развития экологического транспорта, является проблема обеспечения инфраструктуры обслуживания и ремонта.

Важнейшим элементом расширения использования электромобилей и автомобилей с КЭУ является способность энергосети к надежной зарядке тяговых аккумуляторных батарей. В условиях сложившихся генерирующих мощностей для обеспечения прироста нагрузки требуется дополнительный энергетический прирост. Тем не менее существуют исследования, показывающие, что при сохранении текущих темпов перехода

gz718.indd 21 15.05.2018 11:49:29

транспорта на электротехнологии дополнительные мощности, необходимые для удовлетворения спроса на электроэнергию, не так уж велики и составят примерно 1,5 % к 2030 г. (рис. 1).

Скорее всего, в данных условиях актуализируется другая проблема — обеспечение надежности процесса зарядки ТАБ электромобилей в пиковые часы работы энергосети. Меньшей по значимости, но важной для потребителей проблемой является зарядка ТАБ автомобиля по приемлемой цене. В США, Западной Европе, да и в России действует сетка тарифов на электроэнергию в зависимости от времени суток. Понятно, что решение этой проблемы должно заключатся в повышении степени информированности потребителей о достоинствах и недостатках реализации процесса обслуживания транспорта в определенные часы. Решение же основной проблемы обеспечения надежной зарядки ТАБ в пиковые часы должно проводиться на основе внедрения так называемых интеллектуальных технологий в энергетические распределительные системы [3, 5].

В настоящее время разрабатываются локальные инструменты, при расширении использования которых можно существенно изменить баланс решения проблемы. Например, на рис. 2 представлена схема организации процесса обслуживания электромобилей, на базе целого энергетического комплекса, созданного с использованием технологий возобновляемых источников электроэнергии.

Комплекс работает по принципу стабильного обеспечения электроэнергией транспортных средств в любой момент времени.

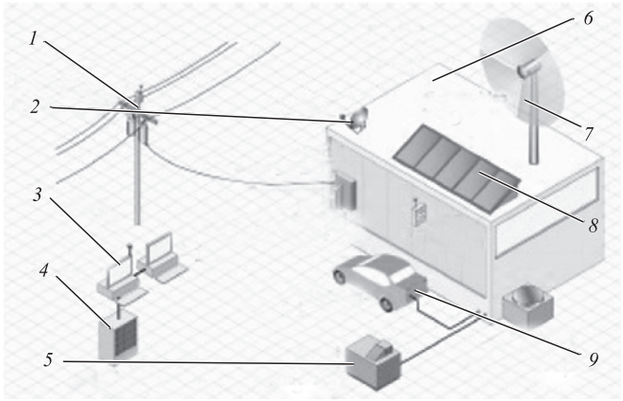


Рис. 2. Энергетическая система обеспечения ЭМБ и АКЭУ:

1 — традиционная энергетическая сеть; *2* — система спутникового Интернета; *3* — система динамического контроля энергетической среды; *4* — интеллектуальная система реализации электроэнергии; *5* — система питания/забора электроэнергии выработанной в ЭМБ и АКЭУ; *6* — система замены ТАБ; *7* — система ветряного генерирования электроэнергии; *8* — комплекс солнечных батарей; *9* — ЭМБ или АКЭУ

То есть при невозможности надежной зарядки ТАБ через традиционные энергетические сети реализуется алгоритм зарядки с помощью генерирующих устройств: солнечная батарея, ветряной генератор. В случае повышения нагрузки на сервисный комплекс предусмотрена возможность замены разряженной ТАБ на специально подготовленную и хранимую в складских условиях батарею. Таким образом решается проблема надежного обеспечения эксплуатационных параметров электромобилей.

Интеллектуальные энергетические сети — это сравнительно новое понятие, которое в приложении к транспортным технологиям должно обеспечивать оптимальное перераспределение электроэнергии, исходя из существующего спроса и предложения в разных географических регионах. К числу концепций, реализующих данное направление, можно отнести так называемую концепцию "Умный город" [1].

Анализ модели (рис. 3) показывает, что в условиях реализации системы интеллектуальных распределительных энергетических сетей должно быть гармонизировано решение довольно сложных вопросов в рамках единого комплекса. В настоящее время системами управления энергетических сетей реализуются ал-

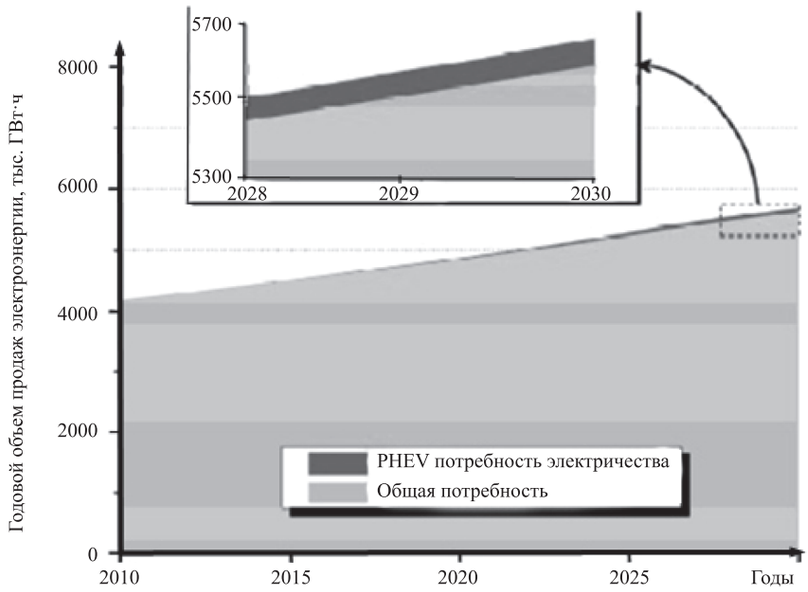


Рис. 1. Прогноз энергетического прироста вызванного развитием электротехнологий на транспорте

gz718.indd 22 15.05.2018 11:49:29

горитмы переноса мощностей в зависимости от глобального изменения спроса на электроэнергию. Представленная модель, по сути, отражает необходимость более гибкого управления энергораспределением и требует разработки новых алгоритмов управления, когда накопление потребительских запросов на местном уровне должно переводить систему в соответствующий режим обеспечения. С другой стороны, ряд аналитиков прогнозируют, что, являясь как потребителями, так и источниками электроэнергии, ЭМБ и АКЭУ могли бы делать свой энергетический вклад в работу всей сети. Но в настоящее время со стороны энергосетей не в полной мере разработаны инструменты расчета и возмещения затрат, связанных с передачей электроэнергии от транспортного средства в сеть. Для эффективной реализации концепции "Умный город" необходимо решить ряд задач: создание системы двунаправленного силового интерфейса — для обеспечения функции приема и передачи электроэнергии из сети к автомобилю и обратно; беспроводной доступ в Интернет для всех транспортных средств и глобальное позиционирование — для полного контроля за передвижением транспортных средств с целью оптимизации управления и реализации инструментов прогнозирования локального спроса на электроэнергию; создание системы двунаправленной системы учета электроэнергии на розничном уровне; разработка интеллектуальных алгоритмов управления с учетом многофакторности решаемой проблемы.

Важным вопросом при обеспечении эффективности обслуживания ЭМБ и АКЭУ является уровень согласованности принятых стандартов в отраслях, так или иначе связанных с электротехнологиями на транспорте. С учетом того, что электрическое напряжение в бытовых сетях даже в развитых странах отличается, напрашивается вывод о необходимости решения задачи стандартизации с целью обеспечения единообразия как минимум некоторых особенностей транспортных средств и инфраструктуры с точки зрения эксплуатации. По обозначенному комплексу проблем в настоящее время разрабатываются и внедряются на межгосударственном и межкорпоративном уровнях соответствующие стандарты и протоколы. Например, в Северной Америке Инженерной ассоциацией проводится работа, направленная на вскрытие параметров и характеристик электромобилей и автомобилей с КЭУ, которые нуждаются в стандартизации. Список компаний, участвующих в разработке требований, объединяет лидеров мирового автомобилестроения: GM, Chrysler, Ford, Toyota, Honda, Nissan [3].

В качестве примера одного из результатов работы Инженерной ассоциации является унифицированная система подключения электромобилей к блокам подзарядки (EVSE), реализуемая с помощью четырех различных принципиальных решений (рис. 4): внутренний блок EVSE установлен на стене или постаменте; на стене или постаменте установлен блок быстрого зарядного устройства [5].

Важным аспектом, влияющим на расширение географии использования электромобилей, является разработка и реализация принципов обеспечения так называемой "быстрой" (в течение не более 15 мин) зарядки ТАБ, при одновременном расширении пунктов сервиса, предоставляющих данную услугу.

Уже сейчас Европейской ассоциацией автопроизводителей (ACEA) объявлено о начале работ по созданию стандартизованной по единым принципам сети заправочных станций в странах Еврозоны. Комплекс соответствующих мероприятий поделен на фазы.

Фаза 1 — создание единого разъема для подключения к зарядному блоку. Фаза 2 — адаптация компонентной отрасли

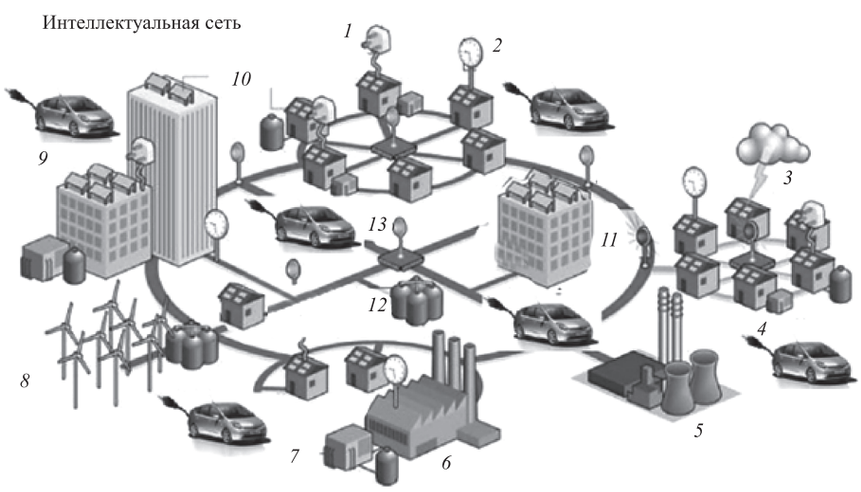


Рис. 3. Модель концепции "Умный город":

1 — комплекс интеллектуальных приборов коммутации; *2* — система надзора и контроля за энергетической средой; *3* — комплекс управления в кризисных ситуациях; *4* — система обеспечения эксплуатации ЭМБ и АКЭУ в автономном режиме; *5* — традиционные генерирующие мощности города; *6* — городской индустриальный парк; *7* — сервисный комплекс ЭМБ и АКЭУ; *8* — альтернативные генерирующие мощности города на основе ветряных станций; *9*, *10*, *11* — альтернативные генерирующие мощности на основе солнечных батарей; *12* — система медленных полос движения с подзарядкой ТАБ ЭМБ и АКЭУ в городской среде; *13* — комплекс станций быстрой зарядки ТАБ ЭМБ и АКЭУ

gz718.indd 23 15.05.2018 11:49:29

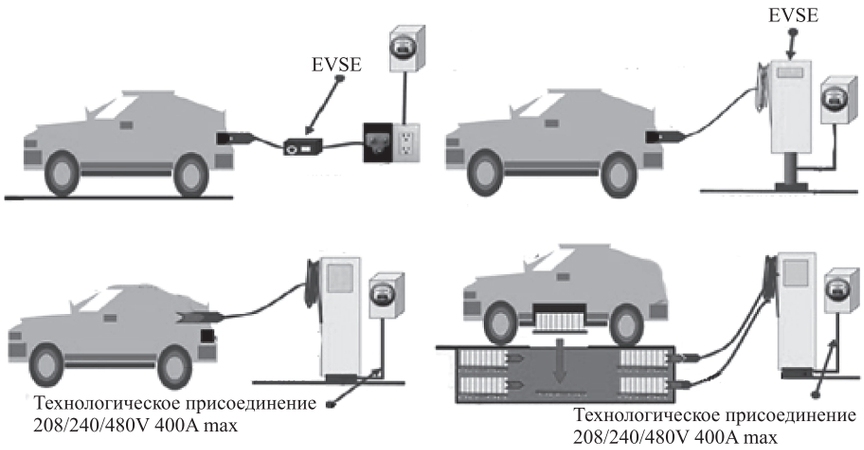


Рис. 4. Стандартизованные принципы зарядки ТАБ электромобилей

Европы под единый перечень стандартов разработки и производства автокомпонентов. Начало действий — 2017 г.

В настоящее время большой интерес к данной программе уже проявили не только европейские и североамериканские автомобильные концерны, но и японские, южнокорейские и китайские корпорации.

Известно о программе развития сервиса в КНР, согласно которой в ближайшие два года в Пекине будет построено 75 зарядных станций. При этом уже сейчас во всех крупных городах работает около 100 таких сервисов [1].

В 2010 г. в городе Сан-Хосе, штат Калифорния (США), состоялась конференция по проблемам развития электротехнологий на транспорте. Участниками конференции были выделены два основных стандартных направления обеспечения энергией автомобилей: домашняя и сервисная зарядные станции. При этом важным аспектом, определяющим развитие технологий, является обеспечение сервиса не только для легковых автомобилей, но и для среднетоннажного коммерческого транспорта.

Интересен опыт некоторых стран в развитии экологических видов транспорта с точки зрения ресурсного обеспечения эксплуатационных этапов жизненного цикла. Согласно официальным источникам, в планах Дании до 2020 г. обеспечение выработки производимой электроэнергии до 50 % будет происходить на основе возобновляемых источников. Таким образом, государство через реализацию энергетических программ, а также путем активного внедрения электромобилей планирует снизить импорт энергоносителей.

Отдельным вопросом, нуждающимся в рассмотрении, является технология индуктивной зарядки, разработанная в 1893 г. Николой Тесла. Его работа была посвящена проблеме развития беспроводного освещения. По сути она определила современное направление развития технологий, которые могут быть использованы при реализации ЭМБ и АКЭУ. Индукционная зарядка не реализуется путем непосредственного воздействия на ТАБ транспортного средства.

Система состоит из двух частей.

Первая — располагается на стороне зарядного устройства и представляет собой трансформатор, разделенный на две части. Первичная обмотка подключена к сети переменного тока.

Вторая — располагается на автомобиле. Вторичная обмотка находится в изолированном модуле и обеспечивает питание ТАБ.

Таким образом, при движении в условиях отсутствия физического контакта, реализуя закон электромагнитной индукции, осуществляется подзарядка аккумуляторов автомобилей.

Уже сейчас, например, в Новой Зеландии разработаны индуктивные системы передачи мощности. В Европе начинается процесс разработки и внедрения так называемых "медленных" полос движения, которые обеспечивают функцию индуктивной зарядки электромобилей.

Существует ряд неоспоримых преимуществ технологии индукционной зарядки автомобилей: упрощение инфраструктуры обеспечения стационарных режимов зарядки ТАБ; постоянное подключение автомобиля к информационной сети создает возможности для оптимизации транспортных потоков, повышения уровня безопасности и безаварийности на дорогах; повышение уровня комфорта при эксплуатации транспортных средств благодаря реализации систем быстрого Интернета.

Причем в последнем случае можно говорить о техническом прорыве в области транспорта, который определяется реализацией функций мониторинга; диагностикой и интерактивным обслуживанием, маршрутизацией и предупреждением столкновений; селективным управлением движения автомобилей.

Еще сравнительно недавно перспективы развития ЭМБ и АКЭУ рассматривались весьма скептически. Основные проблемы в реализации электротехнологий на транспорте были связаны с невозможностью обеспечить минимальные требования потребителей, эксплуатирующих автомобили, даже в городских условиях. Низкий интервал пробега между циклами перезарядки ТАБ, невысокий уровень динамики, отсутствие необходимой инфраструктуры — это только часть проблем,

gz718.indd 24 15.05.2018 11:49:29

которые необходимо решить, прежде чем выпустить на рынок электроавтомобили и автомобили с гибридной силовой установкой. Сегодня происходят изменения в сознании экспертного сообщества в части развития соответствующих технологических направлений.

Первичный импульс, определивший новый этап развития экологического транспорта, в середине XX века обозначил два основных направления электротехнологий: электромобили и автомобили с КЭУ. Текущее понимание необходимости дальнейших разработок в данной области определяется дополнительными аспектами: рост цен и ограничение добычи энергоресурсов.

Таким образом, уже сейчас можно говорить о заложенном фундаменте в вопросах актуализации и развития электротехнологий на транспорте. В развитых странах работают специализированные экспертные группы, целью которых является изменение сознания общества в понимании экологических проблем и роли электротранспорта в их решении.

Наметившийся в последние десятилетия технический прорыв в области электротехнологий транспорта, обеспечивает формирование оптимистического сценария развития автомобилестроения в соответствующем тренде [4].

Все обозначенное выше является своего рода двигателем процесса развития ЭМБ и АКЭУ. Но при этом есть и существенные ограничения, влияющие на расширение экологических проектов до уровня массовости. Среди них — целый ряд обладающих ключевыми особенностями положений: появление новых игроков на рынке разработки и производства компонентов, что приводит к рискам недостаточного качества и надежности элементного состава автомобилей; ограничения в добыче и высокая стоимость редкоземельных материалов, используемых при производстве тяговых электродвигателей; неразвитая инфраструктура обеспечения эксплуатационной эффективности ЭМБ и АКЭУ.

Рассматривая перспективы автомобильной промышленности, необходимо выделить несколько факторов, оказывающих наиболее существенное влияние на ее развитие:

1 — ужесточение конкуренции между автопроизводителями;

2 — развитие экологических требований к содержанию вредных выбросов;

3 — ограничения на рынках энергоносителей;

4 — качественный рост уровня техники и технологий в области электротехники и электроники;

5 — разработка и реализация в развитых странах программ государственного регулирования развития транспорта;

6 — необходимость обеспечения высокого уровня качества и надежности как традиционных, так и перспективных транспортных комплексов.

Исходя из вышеизложенного, логичным направлением роста проектов автомобилей являются экомобили на основе электротехнологий. ЭМБ и АКЭУ уже сегодня представляют собой довольно широкий спектр транспортных средств, способных решать как личные задачи автолюбителей, так и коммерческие задачи бизнеса.

Несмотря на неоднозначность прогнозов повышения роли ЭМБ и АКЭУ в транспортном секторе будущего, уже сейчас сформированы мировые ресурсные, научные и производственные центры, реализующие перспективные задачи.

В число таких центров Россия пока не попадает вследствие отсутствия конкурентных технико-технологических решений в областях ресурсного, проектного, производственного и сервисного обеспечения инновационных проектов экологического транспорта.

Таким образом, можно сделать вывод о наличии проблемных областей практически во всех процессах жизненного цикла ЭМБ и АКЭУ, начиная от процесса проектирования, заканчивая обеспечением эксплуатационной эффективности и утилизацией. Практика показывает, что решение проблем на системном уровне должно основываться на обеспечении качества и надежности соответствующих транспортных комплексов и сопутствующих процессов сервиса и обеспечения [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Козловский В. Н., Строганов В. И.** Обеспечение качества электромобилей и гибридов в эксплуатации // Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2015. — 397 с.
2. **Козловский В. Н., Панюков Д. И.** Комплекс обеспечения качества системы электрооборудования автомобилей: монография // Saarbrucken, Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2014. — 360 с.
3. **Козловский В. Н., Заятров А. В.** Проблема стратегического планирования качества и надежности системы электрооборудования автомобилей // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 1. — С. 44—47.
4. **Панюков Д. И., Козловский В. Н., Слистина Г. Г.** Проектирование новых производственных процессов // Стандарты и качество. — 2014. — № 11 (929). — С. 92—95.
5. **Строганов В. И., Козловский В. Н.** Итоги и перспективы развития электромобилей и автомобилей с гибридными силовыми установками // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 2—3. — С. 2—8.

gz718.indd 25 15.05.2018 11:49:29

УДК 621.432

Х. Б. Хусейнов, старший преподаватель, ТТУ им. академика М. С. Осими, Республика Таджикистан, e-mail: hasan-84@bk.ru, **Дж. Ш. Тошев,** аспирант, МАДИ, e-mail: toshevdzhahongir@mail.ru

ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Предложена методика исследования энергетических потерь в поршневых двигателях с применением принципов неравновесной термодинамики. Показано, что оценку эффективности преобразования энергии в рабочих процессах в цилиндре лучше производить по характеру прироста энтропии, минимизация которого обеспечивает получения максимальной индикаторной работы двигателя. Отмечено, что использование принципов неравновесной термодинамики позволяет учитывать не только количественную сторону энергетических потерь, но и их качественную сторону. Применение этих принципов открывает широкие возможности в решении задач управления и оптимизации физико-химических процессов, происходящих в системах ДВС.

Ключевые слова: *производство энтропии, индикаторный кпд, количество теплоты, диссипация, поршневые двигатели, термодинамические системы, неравновесные процессы.*

The method proposed for the study of energy losses in piston engines by applying the principles of no equilibrium thermodynamics. It is shown that the evaluation of the efficiency of energy conversion in the working process in the cylinder is better done on the nature of growth of entropy, minimization of which ensures obtaining the maximum indicator of engine performance. It is noted that the principles of no equilibrium thermodynamics allows considering not only the quantitative aspect of energy losses, but their qualitative aspect. Application of these principles opens wide opportunities in solving problems of control and optimization of physicochemical processes occurring in internal combustion engine systems.

Keywords: *the production of entropy, indicator of efficiency, the amount of heat dissipation, piston engines, thermodynamic systems, non-equilibrium processes.*

Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основным видом энергетических установок на транспорте, что обусловлено, прежде всего, относительной простотой их конструкции, удобством эксплуатации, традициями технологии невысокой стоимостью по сравнению с другими видами тепловых двигателей. Одним из основных вопросов остается задача снижения тепловых потерь от несвоевременности и неполноты сгорания, и от потерь, связанных с теплоотдачей в стенку цилиндра и уносом теплоты с отработавшими газами. Также особо важным является изучение источников и механизмов возникновения необратимых потерь во внутрицилиндровых процессах, минимизация которых позволяет повысить индикаторный η_i и эффективный η_e кпд двигателя.

ДВС является сложной системой, в которой осуществляется большое число процессов различной физической природой — механической, тепловой, гидравлической, химической и пр., а совместные действия их с внешней средой обусловливают возможности возникновения различных диссипативных явлений. При диссипации, вследствие наличия различных сил сопротивления (трения, вязкости, теплопроводности, термодиффузии и т. п.), энергия упорядоченного процесса переходит в энергию неупорядоченного процесса, в конечном счете — в теплоту. В связи с этим исследование характера преобразования химической энергии топлива в механическую работу с учетом необратимости внутрицилиндровых процессов достаточно сложно проводить применением индикаторного кпд. Это обусловлено тем, что данный метод не рассматривает и не раскрывает сущность процессов переноса и преобразования энергии, а только описывает изменение величины коэффициента η_i. Следовательно, при этом достаточно сложно оценить степень совершенства и значимость влияния на данный кпд тепломассообменных процессов, формирующих рабочий цикл двигателя. В результате обедняется практическая значимость получаемых результатов в проведении целенаправленного поиска резервов повышения индикаторного и эффективного кпд двигателя.

gz718.indd 26 15.05.2018 11:49:29

Преобразование химической энергии топлива в механическую работу

Однако изучение процесса преобразования химической энергии топлива в механическую работу и поиск условий, обеспечивающих улучшение энергетических, топливно-экономических и ресурсных показателей, представляют важную проблему в развитии теории ДВС и имеют большое практическое значение в двигателестроении. Данная проблема может быть решена путем разработки и исследования внутрицилиндровых процессов с применением принципов неравновесной термодинамики, что позволяет путем оптимизации термодинамических процессов с конечной продолжительностью определить предельные энергетические возможности поршневых двигателей. Эта задача выходит за рамки равновесной термодинамики, поскольку оптимум должен отыскиваться среди заведомо необратимых процессов, протекающих в открытых термодинамических системах поршневых энергетических установок с конечной скоростью. Для таких систем единственной функцией, позволяющей определить степень неравновесности рассматриваемых процессов, является энтропия. Состояние элементарной термодинамической системы внутри цилиндра в момент времени τ можно выразить через локальную энтропию s:

$$s = f\left[u(\tau),\ \upsilon(\tau),\ n_k(\tau)\right], \qquad (1)$$

где u, υ, n_k — внутренняя энергия, удельный объем и массовая концентрация компонентов рабочего тела соответственно.

Тогда применимо уравнение Гиббса, связывающее энтропию с макроскопическими параметрами рабочего тела в цилиндре, в форме [1]:

$$TdS = dU + pdV - \sum_{k=1}^{N} \mu_k dn_k, \qquad (2)$$

где T, p, V — температура, давление и объем рабочего тела соответственно; μ_κ — локальный химический потенциал k-го компонента рабочего тела; dn_k — изменение числа молей компонентов термодинамической системы.

При изучении механизма появления энергетических потерь в термодинамических процессах поршневых двигателей следует различать количество теплоты, участвующей в термодинамическом процессе Q, и количество теплоты, подведенной к термодинамической системе от внешнего источника или отведенной от системы к внешним источникам (Q_e). Первое — всегда равно максимально возможному количеству теплоты, подводимому к системе от внешних источников или отводимого от системы к внешним источникам $Q_{\max}$, а второе, определяющее фактически подведенное количество теплоты только от внешних источников или фактически отведенное от системы только к внешним источникам Q_e, всегда не больше первого. Эта особенность базируется на представлениях о том, что существует разница в понятиях "количество теплоты, участвующее в термодинамическом процессе" и "количество теплоты, подведенное или отведенное от макросистемы внешним источником в термодинамическом процессе" [2]. Эта разница обусловлена теплом диссипаций, следовательно, можно записать:

$$dQ = TdS \geqslant d_eQ;\ \ \delta L \prec pdV, \qquad (3)$$

где dQ — количество теплоты, участвующее в элементарном термодинамическом процессе; d_eQ — количество теплоты, подведенное к термодинамической системе от источника теплоты (от рабочих газов).

В соответствии с вышесказанным можно записать:

$$dQ = d_eQ + d_iQ, \qquad (4)$$

где d_iQ — некомпенсированная (диссипированная) теплота, которая не может быть отрицательной, т. е. $d_iQ \geqslant 0$.

С ростом интенсивности внутрицилиндровых процессов неравенства (3) усиливаются, и теплота диссипации d_iQ увеличивается, следовательно, расчет процессов средствами равновесной термодинамики становится все более нестрогим. Неравенство $d_iQ \geqslant 0$ означает невозможность некомпенсированного превращения внутренней энергии тела в механическую энергию.

Если выделить в качестве подсистемы некоторую область с объемом V, то согласно выражению (4) скорость прироста полной энтропии системы над поршневое пространство можно выразить следующим образом:

$$\rho\frac{ds}{dt} = \rho\frac{d_es}{dt} + \rho\frac{d_is}{dt}, \qquad (5)$$

где $d_es/d\tau$ — скорость изменения удельной энтропии рабочего тела вследствие выделения теплоты при сгорании впрыснутого топлива; $d_is/d\tau$ — скорость изменения удельной энтропии системы только вследствие необратимых физико-химических внутрицилиндровых процессов.

gz718.indd 27 15.05.2018 11:49:29

Уравнение баланса энтропии можно представить в следующем развернутом виде [1]:

$$\rho\frac{ds}{dt} = -divJ_s + \sigma_s,\ (\sigma_s \geqslant 0), \qquad (6)$$

где J_s — плотность потока энтропии; σ_s — локальное производство энтропии.

Плотность потока J_s и скорость возникновения σ_s энтропии в единичном объеме можно записать следующими соотношениями [1]:

$$J_s = \frac{1}{T}J_q - \sum_k \frac{\mu_k}{T}J_k = \frac{1}{T}\left(J_q - \sum_k \mu_k J_k\right); \qquad (7)$$

$$\sigma_s = J_q \operatorname{grad}\frac{1}{T} - \sum_k J_k \nabla\frac{\mu_k}{T} - \frac{1}{T}\sum_k \upsilon_k A_r, \qquad (8)$$

где $\vec{j}_q$ — плотности потоков, вызванных прямыми эффектами теплопроводности и диффузии k-го компонента; $\vec{j}_k$ — плотности потоков, вызванных перекрестными эффектами, т. е. процессами диффузионного термоэффекта и термодиффузии; A_r — сродство r-й реакции, протекающей в общем случае между компонентами, находящимися в разных фазах; υ_k — скорость химической реакции.

Тепловыделение в камере сгорания

При тепловыделении в камере сгорания имеются градиенты плотности и температуры, следовательно, происходят процессы переноса теплоты и массы продуктов сгорания, общей характеристикой которых является производство энтропии, которое расходуется в диссипативных процессах, поддерживая систему в неравновесном состоянии. Уравнение возникновения энтропии, характеризующее необратимость данных процессов, можно представить в виде произведения вектора конкретного потока J_i, характеризующего необратимый процесс, на вектор движущихся сил X_i, обусловленных неоднородностью (градиентом) соответствующего термодинамического параметра (температуры, давления, концентрации, химического сродства и т. д.) [1]:

$$\sigma = J_q X_q + \sum_{k=1}^{n} J_k X_k = \sum_{i=0}^{n} J_i X_i. \qquad (9)$$

В надпоршневом пространстве поршневого двигателя основными необратимыми процессами, продуцирующими энтропию, являются физико-химические превращения в гетерогенных системах (смесеобразование и сгорание рабочей смеси), теплопроводность через стенки цилиндров, тепломассоперенос в топливовоздушной смеси, дросселирование газов через кольцевые уплотнения поршневой группы и т. д. Суммарное производство энтропии σ_Σ $\left(\sum\sigma_i\right)$ в основных внутрицилиндровых процессах ДВС можно представить в виде:

$$\sum\sigma_i = \sum\Delta S_i/\tau = \\ = \left(\Delta S_{\text{т.с}} + \Delta S_{\text{сг}} + \Delta S_w + \Delta S_{\text{др}} + \Delta S_{\text{ут}}\right)/\tau, \qquad (10)$$

где $\Delta S_{\text{мс}}$ — производство энтропии, возникающее в топливной системе вследствие физико-химических процессов (впрыскивание, испарение и смесеобразование топлива и т. д); $\Delta S_{\text{сг}}$ — производство энтропии от неполноты сгорания топлива; ΔS_w — производство энтропии, возникающее вследствие теплообмена и теплопроводности стенки цилиндра; $\Delta S_{\text{др}}$ — производство энтропии, возникающее вследствие дросселирования газа в системе выпуска; $\Delta S_{\text{ут}}$ — производство энтропии, возникающее вследствие прорыва газов через неплотности кольцевого уплотнения.

Необратимые внутрицилиндровые процессы в двигателе происходят в определенном интервале времени в термодинамических системах, состоящих из конечного числа взаимодействующих подсистем. При этом состояние рабочего тела подсистемы в каждый момент времени t можно характеризовать набором экстенсивных величин: внутренней энергией $U(t)$, составом G и энтропией S, которые изменяются в соответствии с дифференциальными уравнениями энергии, вещества и энтропии.

Изменение параметров рабочего тела $U(t)$ определяется теплотой, подаваемой в цилиндр топливом, приращением энтальпии рабочего тела, обусловленным изменением массы, изменением энергии за счет теплообмена со стенками цилиндров и затраченной энергией на совершение механической работы, и имеет следующий вид:

$$dU = dQ_{\text{под}} - dQ_w + dH_i - dL - \sum d_i Q_n, \qquad (11)$$

где dU — изменение внутренней энергии рабочего тела; $dQ_{\text{под}}$ — подведенное количество теплоты; dQ_w — количество теплоты, переданное через стенки рабочей полости цилиндра; dL — элементарная работа газов; dH_i — приращение энтальпии рабочего тела, обусловленное изменением массы; $d_i Q_n$ — диссипированная теплота в n-м термодинамическом процессе.

gz718.indd 28 15.05.2018 11:49:29

Изменение количества рабочего тела в цилиндре можно выразить уравнением:

$$dG = dG_{вх} + dG_{т} - dG_{вых} - dG_{ут}, \quad (12)$$

где $dG_{вх}$, $dG_{вых}$ — соответственно массы входящих в цилиндр и выходящих газов; $dG_{т}$ — масса поданного в цилиндр топлива; $dG_{ут}$ — элементарная масса газа, уходящего через отверстие кольцевого уплотнения.

Изменение энтропии S во времени в термодинамических системах двигателя происходит вследствие притока энтропии вместе с веществами, поступающими конвективно и диффузионно, вследствие притока теплоты на линии сжатия и отвода ее на линии расширения и производства энтропии σ_s вследствие неравновесных физико-химических процессов, происходящих внутри самой системы [3]:

$$dS = \sum G_i s_i + d_e S_{сж} + \frac{dQ_{под}}{T_г} - dS_w + \sum \sigma_i dt, \quad (13)$$

где $G_i s_i$ — энтропия i-й газовой смеси; dS_w — изменение энтропии при теплоотдаче через стенку цилиндров; σ_i — производство энтропии вследствие необратимости процессов.

При этом условие минимальной диссипации энергии в необратимых внутрицилиндровых процессах можно представить в виде:

$$\sigma = \frac{d_i S}{dt} = \frac{1}{t}\int_0^t \sum_{j=1}^{n} J_j(u_1, u_2) X_j(u_1, u_2)\, dt \to \min, \quad (14)$$

где u_{ij} — параметры процесса.

Известно, что закон подвода теплоты определяет вид процесса, от которого зависит и термодинамическая эффективность всего цикла. В дизелях горение топлива осуществляется в изохорных и изобарных условиях путем введения согласно закону топливоподачи фиксированное количество цикловой подачи. Производство энтропии при подводе теплоты имеет следующий вид:

$$\Delta S_{под} = \int_0^{\tau_z} \frac{\xi H_u \upsilon}{T_г l_0} d\tau, \quad (15)$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива; l_0 — стехиометрический коэффициент; υ — скорость реакции; $T_г$ — текущая температура рабочего тела; ξ — коэффициент эффективности процесса сгорания.

Множитель υ связан с формой кривой выгорания топливовоздушной смеси и выражается следующим образом:

$$\upsilon = \frac{1}{V}\frac{g_ц}{\mu_т}\frac{dx}{dt}, \quad (16)$$

где x — относительная масса выгоревшего топлива; $g_ц$ — количество топлива, впрыснутое в цилиндр за один цикл; $\mu_т$ — молекулярная масса топлива; V — текущий объем; dx/dt — относительная скорость тепловыделения.

Относительная скорость тепловыделения при сгорании топлива с высокой степенью точности описывается полуэмпирической функцией И. И. Вибе [4]:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{6,908(m+1)}{t_z}\left(\frac{\tau}{\tau_z}\right)^m \exp\left[-6,908\left(\frac{\tau}{t_z}\right)^{m+1}\right], \quad (17)$$

где m — показатель характера сгорания; τ — текущее время процесса сгорания коленчатого вала; τ_z — продолжительность процесса сгорания.

При фиксированной длительности топливоподачи τ_z общее количество подведенной теплоты имеет вид:

$$Q_{под} = \int_0^{\tau_z} q_{под}(T_г, T_{пл})\, dt \to \max, \quad (18)$$

при условии

$$\Delta S_e^{под} = \int_0^{\tau} \frac{q_{под}}{T_г} dt = \int_0^{\tau} \sigma_{под} dt.$$

Тогда условия оптимальности задачи (18) в виде функции Лагранжа можно записать в виде:

$$L(T, \lambda) = q_{под}(T, \lambda) + \lambda\sigma(T, \lambda), \quad (19)$$

где λ – множитель Лагранжа.

Задача оптимальной организации процессов тепломассообмена в цилиндре двигателя состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем, а также показателей сгорания m и φ_z добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при известной интенсивности потоков рабочего тела.

При заданной величине цикловой подачи, определяющей количество выделяемой теплоты, необходимо также учесть условие теплоотвода через систему охлаждения. Наименьшими тепло-

gz718.indd 29 15.05.2018 11:49:29

выми потерями обладает стенка цилиндров с такой теплопроводностью, у которой минимальная скорость возникновения энтропии *ds/dt*. Данную задачу можно представить в виде:

$$\Delta s_w = D = \int_0^\tau q_w(T_г, T)\left(\frac{1}{T_{ст}} - \frac{1}{T_г}\right)dt \to \min \quad (20)$$

при условиях заданной интенсивности потока теплоты:

$$\int_0^\tau q_w(T_г, T_{ст})\,dt = Q_w.$$

Функция Лагранжа для данной задачи примет вид:

$$L = q_w(T_г, T_{ст})\left(\frac{1}{T_{ст}} - \frac{1}{T_г} + \lambda\right). \quad (21)$$

При минимизации диссипативных потерь теплоты при теплопередаче особо важным условием является установление функциональной взаимосвязи процессов теплопередачи через стенки цилиндров и тепловыделения в цилиндре двигателя с целью минимизации диссипации теплоты при заданной интенсивности тепловых потоков.

Следовательно, условие минимальной диссипации теплоты в поршневых двигателях сводится к минимизации суммарного значения производства энтропии, возникающего вследствие неравновесности вышеназванных процессов:

$$D = \sum_i \Delta S_i \to \min. \quad (22)$$

Зная минимальную величину полной энтропии $\sum \Delta S_i(\tau)$, можно найти предельную работу при фиксированном времени рабочего процесса τ и заданном количестве подведенной теплоты и выбранном режиме работы двигателя:

$$Q_{ej} = \frac{1}{\tau}\int_0^\tau \sum_{i=1}^m q_i(T_{i0}, T)\,d\tau \to \max. \quad (23)$$

Минимизация диссипативных потерь теплоты в процессах смесеобразования и сгорания топлива в поршневых двигателях обеспечивает повышение индикаторной работы, которая характеризуется, как известно, индикаторным кпд η_i. Связь коэффициента η_i с характеристиками подвода и отвода может быть предложена выражением:

$$\eta_i = 1 - \delta_{нп} - \delta_w - \delta_{ОГ} - \frac{\sum D_i}{Q_{под}} = \eta_t - \frac{\sum T_i \sigma_i dt}{Q_{под}}, \quad (24)$$

где $\delta_{нп}$ — коэффициент неполноты сгорания топлива; δ_w — коэффициент, характеризующий потерю теплоты в связи с наличием поверхностей теплообмена; $\delta_{ОГ}$ — коэффициент, характеризующий потерю теплоты в связи с наличием процесса газообмена; D_i — диссипативные потери в связи необратимостью внутрицилиндровых процессов.

Итак, оценку эффективности преобразования энергии во внутрицилиндровых процессах можно производить по характеру прироста энтропии. Минимизация диссипативных потерь в выражении обеспечивает получения максимальной индикаторной работы внутри цилиндра. При этом использование принципов неравновесной термодинамики позволяет учитывать не только количественную сторону энергетических потерь, но и их качественную сторону.

Заключение

Таким образом, использование энтропийного подхода, основанного на понятии диссипативной функции физико-химической подсистемы, позволяет исследовать предельные возможности поршневого двигателя. Решение данной задачи предполагает обоснование на макроскопическом уровне вариационных принципов для процессов теплопроводности, диффузии, конвективного теплообмена и молярного массообмена. Применение этих принципов открывает широкие возможности в решении задач управления и оптимизации физико-химических процессов, происходящих в системах ДВС, улучшая тем самым его мощностные и топливно-экономические показатели.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Хаазе Р.** Термодинамика необратимых процессов. — М.: Мир, 1967. — 544 с.
2. **Григорьев М. А.** Особенности изнашивания цилиндров автомобильных двигателей при работе на пониженных температурных режимах / М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. М. Павлицский // Сб. тр. НАМИ. Вып. 159. — М., 1976. С. 26—58.
3. **Вибе И. И.** Новое о рабочем цикле двигателей. — М.; Свердловск: Машгиз, 1962. — 272 с.
4. **Зейнетдинов Р. А.** Системный анализ теплоиспользования в поршневых двигателях: монография. — СПб.: СПбГУСЭ, 2012. — 171 с.

gz718.indd 30 15.05.2018 11:49:30

УДК 621.436, 629.424, 621.45

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, e-mail: vladimir.markov58@yandex.ru,
Ф. Б. Барченко, канд. техн. наук, доцент, МГТУ им. Н. Э. Баумана, e-mail: barchenco@mail.ru,
Е. Ф. Поздняков, канд. техн. наук, ген. дир., ЗАО "Форант-сервис", г. Ногинск Московской обл., e-mail: pef07@mail.ru, **А. Ю. Епишин,** старший преподаватель, Российская открытая академия транспорта (МИИТ), e-mail: auep2014@yandex.ru, **С. В. Плахов,** зам. ген. дир. — гл. программист ООО "ППП Дизельавтоматика", г. Саратов, e-mail: dizavt@owerta.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ. ЧАСТЬ 2

Разработана математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с регуляторами различных типов. Проведены расчеты переходных процессов дизеля с этими регуляторами. Показана возможность улучшения динамических свойств системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля промышленного транспортного средства при ее оснащении регулятором с корректирующими звеньями.

Ключевые слова: *дизель-генераторная установка, дизельный двигатель, система автоматического регулирования, топливная экономичность, переходный процесс, тепловоз.*

A mathematical model of the automatic control system for a locomotive diesel engine with regulators of various types is developed. Calculations of transient processes for the diesel engine with these regulators are conducted. An opportunity of improving of the automatic control system dynamic properties of the locomotive diesel engine when it is equipped with a regulator with corrective links is shown.

Keywords: *diesel generator set, diesel engine, automatic control system, fuel efficiency, transient process locomotive.*

Реакцию элементов двигателя на внешние возмущения удобно характеризовать передаточными функциями, каждая из которых соответствует одному внешнему воздействию. Передаточная функция по данному воздействию определяется путем деления сомножителя при этом воздействии на характеристический многочлен соответствующего элемента. Тогда собственно двигатель, описываемый уравнением (10), имеет три передаточные функции по воздействиям к, ρ и $\alpha_д$, определяемые в виде:

$$W_д^к(p) = \frac{k_{д1}}{T_д p + 1};\ W_д^ρ(p) = \frac{k_{д2}}{T_д p + 1};\quad W_д^{\alpha_д}(p) = \frac{k_{д3}}{T_д p + 1}. \tag{18}$$

После деления всех членов уравнения (10) на характеристический многочлен поршневой части двигателя с турбонаддувом $d_д(p)$ это уравнение можно записать в виде:

$$φ = W_д^к(p)к + W_д^ρ(p)ρ + W_д^{\alpha_д}(p)\alpha_д \tag{19}$$

или

$$φ = φ^к + φ^ρ + φ^{\alpha_д}. \tag{20}$$

Полученные выражения позволяют построить структурную схему поршневой части дизеля с наддувом (рис. 4, *а*), характеризующую динамические свойства этого элемента и особенности его работы на неустановившихся режимах.

Турбокомпрессор, описываемый уравнением (11), имеет три передаточные функции по воздействиям ζ, к и ρ, определяемые в виде:

$$W_т^ζ(p) = \frac{k_{т1}}{T_т p + 1};\ W_т^к(p) = \frac{k_{т2}}{T_т p + 1};\quad W_т^ρ(p) = \frac{k_{т3}}{T_т p + 1}. \tag{21}$$

После деления всех членов уравнения (11) на собственный оператор (характеристический многочлен) турбокомпрессора $d_т(p)$ оно принимает вид:

$$φ_т = W_т^ζ(p)ζ + W_т^к(p)к + W_т^ρ(p)ρ \tag{22}$$

или

$$φ_т = φ_т^ζ + φ_т^к + φ_т^ρ. \tag{23}$$

В соответствии с полученными выражениями построена структурная схема турбокомпрессора, представленная на рис. 4, *б*.

gz718.indd 31 15.05.2018 11:49:30

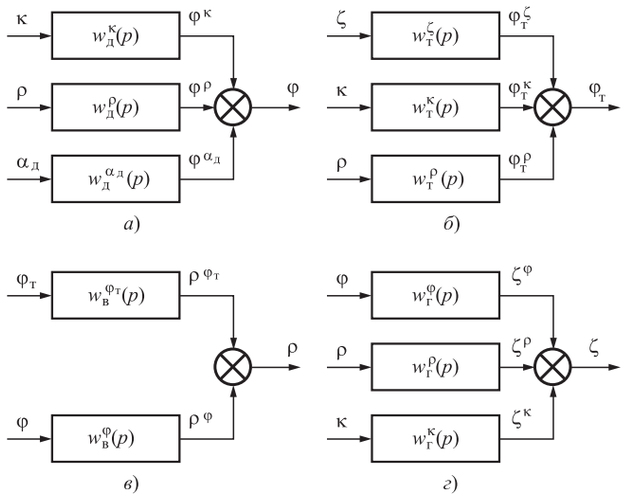


Рис. 4. Структурные схемы двигателя и его элементов:
а — поршневой части дизеля с турбонаддувом; *б* — турбокомпрессора; *в* — впускного трубопровода; *г* — выпускного трубопровода

Впускной трубопровод, описываемый уравнением (12), имеет две передаточные функции по воздействиям $\varphi_т$ и φ, определяемые в виде:

$$W_в^{\varphi_т}(p) = \frac{k_{в1}}{T_в p + 1};\ W_в^{\varphi}(p) = \frac{k_{в2}}{T_в p + 1}. \qquad (24)$$

После деления всех членов уравнения (12) на собственный оператор впускного трубопровода $d_в(p)$ его можно записать в виде:

$$\rho = W_в^{\varphi_т}(p)\varphi_т + W_в^{\varphi}(p)\varphi \qquad (25)$$

или

$$\rho = \rho^{\varphi_т} + \rho^{\varphi}. \qquad (26)$$

Эти уравнения позволяют представить структурную схему впускного трубопровода в виде на рис. 4, *в*.

Выпускной трубопровод, описываемый уравнением (13), имеет три передаточные функции по воздействиям φ, ρ и к, определяемые в виде:

$$W_г^{\varphi}(p) = \frac{k_{г1}}{T_г p + 1};\ W_г^{\rho}(p) = \frac{k_{г2}}{T_г p + 1};\quad W_г^{к}(p) = \frac{k_{г3}}{T_г p + 1}. \qquad (27)$$

После деления всех членов уравнения (13) на собственный оператор выпускного трубопровода $d_г(p)$ оно принимает вид:

$$\zeta = W_г^{\varphi}(p)\varphi + W_г^{\rho}(p)\rho + W_г^{к}(p)к \qquad (28)$$

или

$$\zeta = \zeta^{\varphi} + \zeta^{\rho} + \zeta^{к}. \qquad (29)$$

Тогда структурная схема выпускного трубопровода принимает вид, показанный на рис. 4, *г*.

С учетом полученных выражений для передаточных функций основных элементов комбинированного двигателя и их структурных схем, представленных на рис. 4, структурная схема комбинированного двигателя как объекта регулирования по частоте вращения приобретает вид на рис. 5, *а*.

Полученное математическое описание элементов комбинированного двигателя может быть

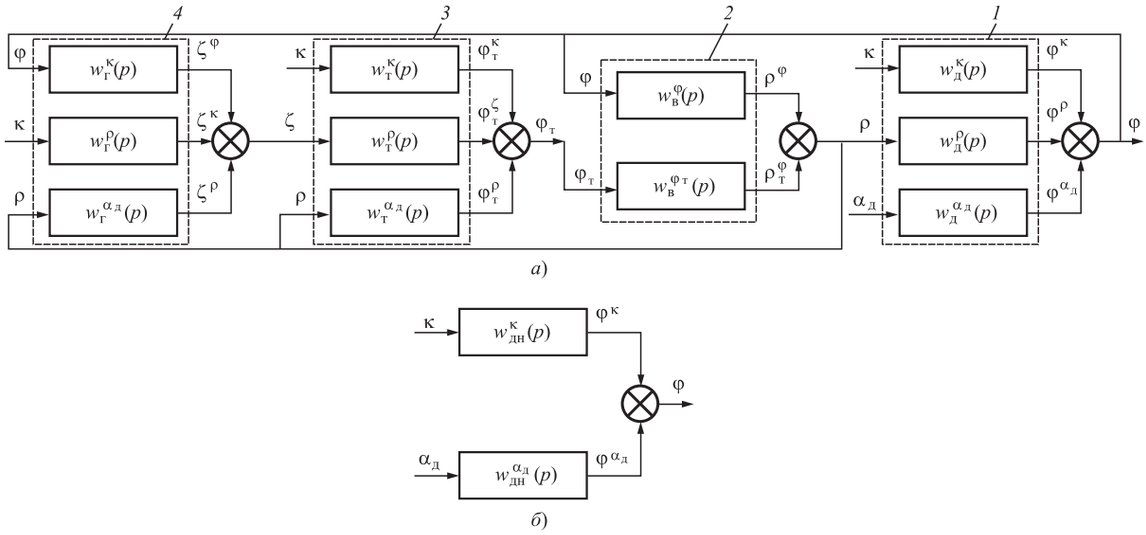


Рис. 5. Развернутая (*а*) и свернутая (*б*) структурные схемы дизеля с газотурбинным наддувом:
1 — собственно двигатель; *2* — впускной трубопровод; *3* — турбокомпрессор; *4* — выпускной трубопровод

gz718.indd 32 15.05.2018 11:49:30

использовано для расчетных исследований его динамических качеств. Для аналитических исследований двигателя удобнее исследовать общее уравнение объекта регулирования, которое можно получить с использованием теоремы Крамера в форме [2]:

$$\Delta\varphi = \Delta_{\varphi}. \qquad (30)$$

В работах [2, 11, 13] указывается, что постоянные времени $T_{в}$ и $T_{г}$ впускного и выпускного трубопроводов дизелей малой и средней мощности сравнительно слабо влияют на характер протекания переходных процессов. Поэтому при выводе общего уравнения объекта регулирования принято $T_{в} = 0$ и $T_{г} = 0$. Тогда входящий в выражение (30) главный определитель системы определяется в виде:

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_{д}(p) & 0 & -k_{д2} & 0 \\ 0 & d_{т}(p) & k_{т3} & -k_{т1} \\ k_{в2} & -k_{в1} & 1 & 0 \\ -k_{г1} & 0 & -k_{г2} & 1 \end{vmatrix}, \qquad (31)$$

а его присоединенный определитель в виде:

$$\Delta_{\varphi} = \begin{vmatrix} d_{д1}к - k_{д3}\alpha_{д} & 0 & -k_{д2} & 0 \\ k_{т2}к & d_{т}(p) & k_{т3} & -k_{т1} \\ 0 & -k_{в1} & 1 & 0 \\ -k_{г3}к & 0 & -k_{г2} & 1 \end{vmatrix}. \qquad (32)$$

После раскрытия определителей (31), (32) уравнение (30) принимает вид:

$$d_{дн}(p)\varphi = s(p)к - u(p)\alpha_{д}, \qquad (33)$$

где $d_{дн}(p)$ - собственный оператор дизеля с турбонаддувом, равный:

$$d_{дн}(p) = T_{дн}^{2}p^{2} + T_{кдн}p + 1; \qquad (34)$$

$s(p)$ — оператор воздействия со стороны дозирующего органа топливоподачи (перемещение рейки ТНВД):

$$s(p) = k_{s}\left(T_{s}p + 1\right); \qquad (35)$$

$u(p)$ — оператор воздействия со стороны потребителя (изменение настройки электрогенератора ДГУ):

$$u(p) = k_{u}\left(T_{u}p + 1\right). \qquad (36)$$

Зависимость констант выражений (34)—(36) от параметров элементов, входящих в систему уравнений двигателя с турбонаддувом, имеет вид:

$$T_{дн}^{2} = \frac{T_{д}T_{т}}{1 + k_{т3}k_{в1} - k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{в2} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г1}}; \qquad (37)$$

$$T_{кдн} = \frac{T_{д} + T_{т} + T_{д}k_{т3}k_{в1} - T_{д}k_{т1}k_{в1}k_{г2} + T_{т}k_{д2}k_{в2}}{1 + k_{т3}k_{в1} - k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{в2} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г1}}; \qquad (38)$$

$$k_{s} = \frac{k_{д1} + k_{д1}k_{т3}k_{в1} - k_{д1}k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{т2}k_{в1} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г3}}{1 + k_{т3}k_{в1} - k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{в2} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г1}}; \qquad (39)$$

$$k_{u} = \frac{k_{д3} + k_{д3}k_{т3}k_{в1} - k_{д3}k_{т1}k_{в1}k_{г2}}{1 + k_{т3}k_{в1} - k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{в2} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г1}}; \qquad (40)$$

$$T_{s} = \frac{T_{т}k_{д1}}{k_{д1} + k_{д1}k_{т3}k_{в1} - k_{д1}k_{т1}k_{в1}k_{г2} + k_{д2}k_{т2}k_{в1} - k_{д2}k_{т1}k_{в1}k_{г3}}; \qquad (41)$$

gz718.indd 33 15.05.2018 11:49:31

$$T_u = \frac{T_т k_{д3}}{k_{д3} + k_{д3}k_{т3}k_{в1} - k_{д3}k_{т1}k_{в1}k_{г2}}. \quad (42)$$

Уравнение (33) может быть записано в дифференциальной форме:

$$T_{дн}^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + T_{кдн}\frac{d\varphi}{dt} + \varphi = \\ = k_s\left(T_s\frac{d\text{к}}{dt} + \text{к}\right) - k_u\left(T_u\frac{d\alpha_д}{dt} + \alpha_д\right). \quad (43)$$

После деления всех членов уравнения (33) на собственный оператор дизеля с турбонаддувом $d_{дн}(p)$ получим:

$$\varphi = W_{дн}^{\text{к}}(p)\text{к} + W_{дн}^{\alpha_д}(p)\alpha_д. \quad (44)$$

Передаточные функции по воздействиям к и $\alpha_д$ на дизель с турбонаддувом, входящие в уравнение (44), имеют вид:

$$W_{дн}^{\text{к}}(p) = \frac{k_s(T_s p + 1)}{T_{дн}^2 p^2 + T_{кдн}p + 1}; \quad (45)$$

$$W_{дн}^{\alpha_д}(p) = \frac{k_u(T_u p + 1)}{T_{дн}^2 p^2 + T_{кдн}p + 1}, \quad (46)$$

дают возможность представить структурную схему комбинированного двигателя, представленную на рис. 5, *б*.

Математическая модель дизеля типа Д49 (12 ЧН 26/26) дизель-генераторной установки типа 21-29ДГ магистрального тепловоза 2ТЭ25К как объекта регулирования по частоте вращения может быть использована для последующего исследования его динамических характеристик после определения численных значений коэффициентов дифференциальных уравнений основных элементов САР, описываемых уравнениями (6)... (9). Значения этих коэффициентов определены по статическим характеристикам элементов комбинированного двигателя по методике работы [6].

Постоянная времени двигателя $T_д$, входящая в уравнение (6) и характеризующая инерционность дизеля как регулируемого объекта, определяется отношением:

$$T_д = \frac{J_д}{F_д}, \quad (47)$$

где $J_д$ = 630 Н·м·с^2 — суммарный момент инерции движущихся деталей дизеля Д49 и связанных с ним агрегатов, приведенный к оси коленчатого вала [12]. Фактор устойчивости $F_д$ двигателя рассчитан по выражению:

$$F_д = \frac{\partial M_с}{\partial\omega_д} - \frac{\partial M_д}{\partial\omega_д}. \quad (48)$$

Величины частных производных $\partial M_с/\partial\omega_д$ и $\partial M_д/\partial\omega_д$, входящих в выражение (48), определяются взаимным наклоном характеристик $M_с = f(\omega_д)$ и $M_д = f(\omega_д)$ в точке исследуемого номинального режима.

Формула для расчета коэффициента усиления $k_{д1}$ дизеля по регулирующему воздействию, характеризующего влияние положения дозирующего органа $h_р$ на угловую скорость вращения вала двигателя $\omega_д$, имеет вид:

$$k_{д1} = \frac{\partial M_д}{\partial h_р}\frac{h_{ро}}{F_д\omega_{до}} = \frac{\partial M_д}{\partial g_ц}\frac{\partial g_ц}{\partial h_р}\frac{h_{ро}}{F_д\omega_{до}}. \quad (49)$$

Значения частных производных $\partial M_д/\partial g_ц$ и $\partial g_ц/\partial h_р$ определялись по графикам $M_д = f(g_ц)$ и $g_ц = f(h_р)$. Параметры с индексом "о" являются параметрами дизеля на рассматриваемом номинальном режиме работы дизеля Д49.

Коэффициент усиления $k_{д2}$ дизеля по давлению наддувочного воздуха, характеризующий влияние давления наддува $p_к$ на угловую скорость вращения вала двигателя $\omega_д$, рассчитывался с использованием соотношения:

$$k_{д2} = \frac{\partial M_д}{\partial p_к}\frac{p_{ко}}{F_д\omega_{до}} = \frac{\partial M_д}{\partial g_ц}\frac{g_{цо}}{F_д\omega_{до}}\times \\ \times\frac{\alpha_о g_{цо}}{\left[\eta_{eо} - \alpha_о\left(\partial\eta_e/\partial\alpha\right)\right]h_{ро}n_{сж.ко}\left(\partial g_ц/\partial h_р\right)}\frac{\partial\eta_e}{\partial\alpha}. \quad (50)$$

Величины частных производных $\partial M_д/\partial g_ц$, $\partial g_ц/\partial h_р$ и $\partial\eta_e/\partial\alpha$ определялись по графикам $M_д = f(g_ц)$, $g_ц = f(h_р)$ и $\eta_e = f(\alpha)$.

Коэффициент усиления $k_{д3}$ дизеля по настройке потребителя (электрогенератора ДГУ), характеризующий влияние изменения статической характеристики потребителя (настройки потребителя N) на угловую скорость вращения вала двигателя $\omega_д$, определялся выражением:

$$k_{д3} = \frac{\partial M_с}{\partial N}\frac{N_о}{F_д\omega_{до}}. \quad (51)$$

При расчете коэффициент усиления $k_{д3}$ в качестве параметра, характеризующего настройку потребителя N, принят наклон характеристик момента сопротивления $M_с = f(\omega_д)$ при номинальной частоте вращения двигателя $\omega_{до}$ = 104,67 с$^{-1}$

gz718.indd 34 15.05.2018 11:49:31

(при n = 1000 мин$^{-1}$), т. е. значение прозводной $\partial M_с/\partial\omega_д$. Частная производная $\partial M_с/\partial N$ принята равной отношению конечных приращений $\Delta M_с/\Delta N = \Delta M_с/\Delta(\partial M_с/\partial\omega_д)$. Полученные значения коэффициентов дифференциального уравнения (6) поршневой части двигателя Д49 приведены в табл. 2.

Постоянная времени турбокомпрессора $T_т$, входящая в уравнение (7) и характеризующая инерционность турбокомпрессора, рассчитана по формуле:

$$T_т = \frac{J_т}{F_т}, \qquad (52)$$

где $J_т$ = 2,65 Н·м·с^2 — момент инерции ротора турбокомпрессора дизеля Д49 [12]. Фактор устойчивости $F_т$ турбокомпрессора определяется из выражения:

$$F_т = \frac{\partial M_к}{\partial\omega_т} - \frac{\partial M_т}{\partial\omega_т}. \qquad (53)$$

Частные производные $\partial M_к/\partial\omega_т$ и $\partial M_т/\partial\omega_т$ определяются взаимным наклоном характеристик $M_к = f(\omega_т)$ и $M_т = f(\omega_т)$ в точке номинального режима.

Коэффициент усиления $k_{т1}$ турбокомпрессора, характеризующий влияние давления газов перед турбиной $p_т$ на угловую скорость вращения ротора турбокомпрессора $\omega_т$, определялся по выражению:

$$k_{т1} = \frac{\partial M_т}{\partial p_т}\frac{p_{то}}{F_т\omega_{то}}. \qquad (54)$$

Значение частной производной $\partial M_т/\partial p_т$ в точке исследуемого номинального режима определено по зависимости $M_т = f(p_т)$.

Коэффициент усиления $k_{т2}$ турбокомпрессора, характеризующий влияние положения дозирующего органа — рейки ТНВД $h_р$ на угловую скорость вращения ротора турбокомпрессора $\omega_т$, определялся по формуле:

$$k_{т2} = \frac{\partial M_т}{\partial h_р}\frac{h_{ро}}{F_т\omega_{то}}. \qquad (55)$$

Частная производная $\partial M_т/\partial h_р$ на номинальном режиме определена с использованием зависимости $M_т = f(h_р)$.

Коэффициент усиления $k_{т3}$ турбокомпрессора, характеризующий влияние давления наддувочного воздуха $p_к$ на угловую скорость вращения ротора турбокомпрессора $\omega_т$, рассчитан с использованием соотношения:

$$k_{т3} = \frac{\partial M_к}{\partial p_к}\frac{p_{ко}}{F_т\omega_{то}}. \qquad (56)$$

Частная производная $\partial M_к/\partial p_к$ определена с использованием зависимостей $M_к = f(n)$, $n_т = f(n)$ и $p_к = f(n)$. Полученные значения коэффициентов дифференциального уравнения (7) турбокомпрессора двигателя Д49 приведены в табл. 3.

Постоянная времени впускного трубопровода $T_в$, входящая в уравнение (8) и характеризующая инерционность этого трубопровода, определяется отношением:

$$T_в = \frac{V_{вп}}{R_к T_к F_в}, \qquad (57)$$

где $V_{вп}$ = 0,43 м^3 — объем впускного трубопровода дизеля Д49 [12]; $R_к$ = 286,7 Дж/(кг·град) — газовая постоянная для воздуха; $T_к$ = 350 К — температура наддувочного воздуха на номинальном режиме. Фактор устойчивости $F_в$ впускного трубопровода рассчитан по формуле:

$$F_в = \frac{\partial G_д}{\partial p_к} - \frac{\partial G_к}{\partial p_к}. \qquad (58)$$

Таблица 2

Значения коэффициентов дифференциального уравнения (6) поршневой части двигателя Д49

Постоянная времени двигателя $T_д$, с	Коэффициент усиления двигателя $k_{д1}$	Коэффициент усиления двигателя $k_{д2}$	Коэффициент усиления двигателя $k_{д3}$
9,7	0,76	0,17	0,55

Таблица 3

Значения коэффициентов дифференциального уравнения (7) турбокомпрессора двигателя Д49

Постоянная времени турбокомпрессора $T_т$, с	Коэффициент усиления турбокомпрессора $k_{т1}$	Коэффициент усиления турбокомпрессора $k_{т2}$	Коэффициент усиления турбокомпрессора $k_{т3}$
1,8	1,31	0,19	1,15

gz718.indd 35 15.05.2018 11:49:31

Частные производные $\partial G_д/\partial p_к$ и $\partial G_к/\partial p_к$, входящие в выражение (58), определяются взаимным наклоном характеристик $G_д = f(p_к)$ и $G_к = f(p_к)$ в точке исследуемого номинального режима.

Коэффициент усиления $k_{в1}$ впускного трубопровода, характеризующий влияние угловой скорости вращения ротора турбокомпрессора $\omega_т$ на давление наддувочного воздуха $p_к$, рассчитан по выражению:

$$k_{в1} = \frac{\partial G_к}{\partial \omega_т}\frac{\omega_{то}}{F_в p_{ко}}. \quad (59)$$

Частная производная $\partial G_к/\partial \omega_т$ в точке номинального режима определена с использованием зависимости $G_к = f(n_т)$.

Коэффициент усиления $k_{в2}$ впускного трубопровода, характеризующий влияние угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя $\omega_д$ на давление наддувочного воздуха $p_к$, определен с использованием формулы:

$$k_{в2} = \frac{\partial G_д}{\partial \omega_д}\frac{\omega_{до}}{F_в p_{ко}}. \quad (60)$$

Частная производная $\partial G_д/\partial \omega_д$ в точке номинального режима определена с использованием зависимости $G_д = f(n)$. Полученные значения коэффициентов дифференциального уравнения (8) впускного трубопровода двигателя Д49 приведены в табл. 4.

Постоянная времени выпускного трубопровода $T_г$, входящая в уравнение (9) и характеризующая инерционность этого трубопровода, определяется отношением:

$$T_г = \frac{V_{вып}}{R_т T_т F_г}, \quad (61)$$

где $V_{вып} = 0{,}46$ м^3 — объем выпускного трубопровода дизеля Д49 [12]; $R_т = 287{,}1$ Дж/(кг·град) — газовая постоянная для ОГ; $T_т = 788{,}0$ К — температура газов перед турбиной на номинальном режиме. Фактор устойчивости $F_г$ впускного трубопровода рассчитан по выражению:

$$F_г = \frac{\partial G_т}{\partial p_т} - \frac{\partial G_г}{\partial p_т}. \quad (62)$$

Следует отметить, что давление $p_т$ влияет на расход $G_г$ в существенно меньшей степени, чем давление $p_к$. Поэтому справедливо неравенство $\partial G_т/\partial p_т \gg \partial G_г/\partial p_т$, и выражение (62) приобретает вид:

$$F_г = \frac{\partial G_т}{\partial p_т}. \quad (63)$$

Частная производная $\partial G_т/\partial p_т$ определена по зависимости $G_т = f(p_т)$.

Коэффициент усиления $k_{г1}$ выпускного трубопровода, характеризующий влияние угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя $\omega_д$ на давление газов перед турбиной $p_т$, определялся из выражения:

$$k_{г1} = \frac{\partial G_г}{\partial \omega_д}\frac{\omega_{до}}{F_г p_{то}}. \quad (64)$$

Значение частной производной $\partial G_г/\partial \omega_д$ в точке номинального режима определено с использованием зависимости $G_г = f(n)$.

Коэффициент усиления $k_{г2}$ выпускного трубопровода, характеризующий влияние давления наддувочного воздуха $p_к$ на давление газов перед турбиной $p_т$ вычислен по формуле:

$$k_{г2} = \frac{\partial G_г}{\partial p_к}\frac{p_{ко}}{F_г p_{то}}. \quad (65)$$

Таблица 4

Значения коэффициентов дифференциального уравнения (8) впускного трубопровода двигателя Д49

Постоянная времени впускного трубопровода $T_в$, с	Коэффициент усиления впускного трубопровода $k_{в1}$	Коэффициент усиления впускного трубопровода $k_{в2}$
0,15	0,81	0,66

Таблица 5

Значения коэффициентов дифференциального уравнения (8) выпускного трубопровода двигателя Д49

Постоянная времени выпускного трубопровода $T_г$, с	Коэффициент усиления выпускного трубопровода $k_{г1}$	Коэффициент усиления выпускного трубопровода $k_{г2}$	Коэффициент усиления выпускного трубопровода $k_{г3}$
0,09	0,35	0,98	0,24

gz718.indd 36 15.05.2018 11:49:31

Частная производная $\partial G_г/\partial p_к$ в точке номинального режима рассчитана с использованием зависимости $G_г = f(p_т)$.

Коэффициент усиления $k_{г3}$ выпускного трубопровода, характеризующий влияние положения $h_р$ дозирующей рейки ТНВД на давление газов перед турбиной $p_т$, определен по формуле:

$$k_{г3} = \frac{\partial G_т}{\partial h_р}\frac{h_{ро}}{F_г p_{то}}. \quad (66)$$

Значение частной производной $\partial G_т/\partial h_р$ определено по графику $G_т = f(h_р)$. Полученные значения коэффициентов дифференциального уравнения (9) выпускного трубопровода двигателя Д49 приведены в табл. 5.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Дизельные двигатели** для электроагрегатов и электростанций / Б. Е. Поликер, Л. Л. Михальский, В. А. Марков, В. К. Васильев, Д. И. Буханец; под ред. Б. Е. Поликера. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2006. — 328 с.
2. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей. — М.: Изд-во "Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
3. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
4. **ГОСТ Р 55231—2012.** Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия. — М.: Стандартинформ, 2013. — 18 с.
5. **Методы** классической и современной теории автоматического управления: учебник в 5 т. Т. 1. Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления / А. И. Баркин, Е. М. Воронов, В. Г. Коньков и др.; под ред. К. А. Пупкова, Н. Д. Егупова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — 656 с.
6. **Поздняков Е. Ф.** Анализ эффективности использования регулятора частоты вращения с последовательно включенными корректирующими звеньями в дизельном двигателе дизель-генераторной установки: дисс. ... канд. техн. наук. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. — 150 с.
7. **Марков В. А., Поздняков Е. Ф., Шленов М. И.** Улучшение показателей качества системы автоматического регулирования частоты вращения дизель-генератора // Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 1. — С. 29—39.
8. **Коссов Е. Е., Шапран Е. Н., Фурман В. В.** Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов. — Луганск: Изд-во Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, 2006. — 280 с.
9. **Володин А. И., Сергеев С. В., Кирьяков М. Н.** Применение микропроцессорных систем управления электропередачей тепловозов для реализации оптимальных режимов работы дизелей // Известия Транссиба. — 2012. — № 3. — С. 18—23.
10. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др.; под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
11. **Крутов В. И.** Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. — 416 с.
12. Статические характеристики и переходные процессы дизель-генераторной установки тепловоза / В. А. Марков, Ф. Б. Барченко, А. Ю. Епишин, В. А. Неверов, Д. Г. Кибизов // Двигателестроение. — 2017. — № 3. — С. 3—8.
13. **Крутов В. И.** Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. — М.: Машиностроение, 1978. — 472 с.
14. **Виртуальные** учебно-исследовательские лаборатории / О. С. Козлов, И. П. Норенков, В. А. Трудоношин и др. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 36 с.
15. **Козлов О. С., Скворцов Л. М.** Исследование и проектирование автоматических систем с помощью программного комплекса "МВТУ" // Информационные технологии. — 2006. — № 8. — С. 10—12.

Автобусы НЕФАЗ для южной столицы России

Партия низкопольных автобусов НЕФАЗ с газовым двигателем поставлена в Ростов-на-Дону. Город приобрел 25 низкопольных автобусов НЕФАЗ 5299-40-51 большой вместимости, работающих на газовом топливе. Новые автобусы начнут обслуживать маршруты города в ближайшее время. Ростовчане смогут лично оценить комфорт и качество новой техники. "Ростов-на-Дону продолжает курс на приобретение экологически чистого, безопасного и экономичного транспорта. Город динамично развивается и транспортное направление — одно из приоритетных для нас", — отметил глава администрации города Виталий Кушнарев на церемонии передачи автотехники.

Пассажировместимость автобуса НЕФАЗ-5299 — 100 чел., в том числе 28 мест для сидения. Автобусы оснащены кондиционерами, отопителями, противоскользящим покрытием пола, маршрутоуказателями, автоматической системой распознавания остановок, а также видеокамерами с возможностью удаленного онлайн-просмотра.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

gz718.indd 37 15.05.2018 11:49:31

УДК 629.113

А. Б. Комов, канд. техн. наук, доцент, **П. Б. Комов,** канд. техн. наук, доцент,
АДИ ГОУ ВПО Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)
E-mail: volga4388@yandex.ru

БАЗОВЫЕ ОСНОВЫ ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Рассматривается концепция организации цифровой экономики автомобильного транспорта.

Ключевые слова: *организация, транспорт, убер-системы, телематика, автомобиль.*

The concept of digital economy organization of motor transport is considered.

Keywords: *organization, transport, uber-systems, telematics, car.*

Актуальность инновационной деятельности подчеркивают исследования, проведенные при поддержке фонда Форда, Национального фонда подготовки кадров и фонда Джона и Кэтрин МакАртуров в рамках проекта "Промышленная политика и рост в переходной экономике". В проекте установлено, что технологическое отставание характерно практически для всех развивающихся стран и это одна из наиболее острых проблем мирового значения.

Инновационное развитие — это безальтернативный вариант роста экономики современного мира, где абсолютный приоритет сегодня отдан цифровым технологиям, что отражено, например, в 13-м Послании Президента РФ Федеральному собранию и в его Указе № 642 от 01.12.2016 г. В нем сказано: "Необходимо сосредоточиться на направлениях, где накапливается мощный технологический потенциал будущего, а это цифровые, другие так называемые сквозные технологии, которые сегодня определяют облик всех сфер жизни".

Президент РФ, выступая 02.06.2017 г. на пленарном заседании Петербургского международного экономического форума, подчеркнул:

"С участием государства и частного бизнеса будем создавать опорную инфраструктуру цифровой экономики, в том числе безопасные линии связи и центры обработки данных" [1].

В сфере автомобильного транспорта (АТ) основу такой инфраструктуры формируют региональные навигационные информационные системы (РНИС). В России они созданы на основе Постановления Правительства РФ № 1367 от 21.12.2012 г., а их стандартами, согласно информации независимого эксперта по вопросам использования результатов космической деятельности в отраслях народного хозяйства, являются [2]:

— стандарты межгосударственные в области автоматизированных систем и информационных технологий (ИТ);

— стандарты национальные РФ в области систем мониторинга и диспетчерского управления наземным пассажирским и специальным грузовым транспортом.

Общая проблема абсолютного большинства современных организаций и в том числе РНИС — техническое регулирование (ТР) предпринимательской деятельности. В России оно вступило в силу с 30.06.2003 г., согласно Федеральному закону № 184-ФЗ от 27.12.2002 г. "О техническом регулировании", где современные стандарты рассматриваются как документы добровольного применения.

В соответствии с этим в "Дорожной карте по формированию составляющих цифровой экономики" [3], представленной 15.06.2017 г. советнику Президента РФ, выделено одно из ведущих положений: "Обеспечение соответствия системы технического регулирования стандартизации и единства измерений целям развития цифровой экономики...".

Естественно, что незыблемым абсолютным приоритетом в такой работе остаются требования Всемирной торговой организации к ТР, что для современного АТ означает процесс формирования его нового института, т. е. комплекса факторов:

gz718.indd 38 15.05.2018 11:49:31

— формальных (законов, указов, постановлений, приказов и др.);

— неформальных, создаваемых людьми (договоров и добровольно принятых кодексов поведения);

— принуждения, структурирующих взаимодействие.

Научным обоснованием необходимости нового института на АТ и его основой является теория институтов и институциональных изменений лауреата Нобелевской премии Дугласа Норта. Она обосновывает роль и принципы функционирования организаций в условиях рынка, где эффективными политико-экономическими системами сегодня являются гибкие институциональные структуры, способные переживать шоки, перемены, а формирование этих систем — результат длительного процесса. Поэтому создание эффективных систем на краткосрочную перспективу требует обязательных глубоких научных исследований. Страны, которые принимают законы, пригодные для других экономических условий, приобретают совсем не то направление развития, что имеют государства, откуда эти законы заимствованы [4].

Организация нового института АТ, где базой в условиях цифровой экономики отрасли является РНИС, требует анализа и научной адаптации. Прежде всего, это организация РНИС посредством основ прогрессивной "Y-теории" Дугласа Макгрегора, которая нацеливает государство на создание условий, где коллективы сами наилучшим образом достигают своих целей, основываясь на двух видах обучения [5]:

1) "петля одинарная" или традиционное обязательное обучение персонала для качественного достижения целей организации;

2) "петля двойная" или организованный и сознательно управляемый процесс самообучения персонала на основе наличия в организации системы культурных ценностей, нацеленной на неизбежные изменения и получение от этого определенных знаний.

На АТ понятие "культура" является основополагающим. В отрасли оно обозначает важнейшую составляющую условий эксплуатации подвижного состава (ПС) — это культура труда или организация и управление предприятиями, квалификация и исполнительность персонала, соблюдение ими правил и инструкций, состояние материально-технической базы, качество автоэксплуатационных материалов и многое другое, что в совокупности и по своему разрушительному воздействию на отрасль в конце XX в. оказалось намного действенней, чем другие условия эксплуатации ПС (дорожные, транспортные, климатические).

Внешним (поверхностным, согласно методологии исследования организационной культуры Э. Шайни [6]) проявлением современной культуры труда на АТ является массовое внедрение новейших ИТ. Важнейший показатель этого процесса — информатизация, основанная на компьютеризации как ПС, так и отрасли в целом, а также глобализация систем связи, что именуется как транспортная телематика.

Под транспортной телематикой специалисты (аналитики исследовательской компании Allied Market Research) подразумевают информационные и телекоммуникационные продукты, объединяющие компьютеры и телекоммуникационные услуги по передаче больших объемов данных от ПС в режиме онлайн [7].

Профессор В. М. Власов — основатель в МАДИ транспортной кафедры, содержащей в своем названии термин "телематика" (кафедра "Транспортная телематика и робототехника"), отмечает, что понятие "транспортная телематика" включает автоматизированные системы управления АТ, основанные на использовании средств спутниковой навигации, мобильной радиосвязи, систем передачи данных, географических информационных систем [8].

Главный итог такой культуры труда АТ, обусловленной телематикой, — уберизация или процесс проникновения информационных технологий в бизнес, что приближает рынки к эпохе локальных госпланов, а в будущем — к мировому госплану [9]. Сегодня это магистральное направление и стратегическая перспектива развития мира — проекты, которые на практике формируются без участия государств и призваны кардинально изменить систему экономических отношений, планирования, производства и потребления. Роль государства здесь сведена к стимулированию и поддержке такого рода проектов, использованию по максимуму накопленных ими знаний для управления отраслями. Примером является Китай [9], где американская корпорация Apple инвестирует 1 млрд долл. США в онлайн-сервис такси Didi Chuxing (ранее — Didi Kuaidi) [10].

gz718.indd 39 15.05.2018 11:49:31

История термина "уберизация" — это производная от названия американской компании Uber, где в 2009 г. было создано мобильное приложение Ubercab для поиска, вызова и оплаты такси. Сегодня его используют в более 500 городах мира — создают запросы на поездки, которые затем переадресовывают водителям, зарегистрированным в системе. Аналогами Uber в различных отраслях экономики являются компании: Airbnb, Housekeep, Bidmycleaning, Cainiao, Gett, GrabCar, Lyft, Luxe и др. [10, 11].

Флагман уберизации России — "Яндекс Такси". Этот сервис создан компанией "Яндекс" в октябре 2011 г. и сегодня интегрирован в ее другие сервис-продукты ("Яндекс Карта"; "Яндекс Маршрутизация", "Яндекс Деньги" и др.). Только в Москве он объединяет более 15 тыс. ПС, а его выручка по итогам 2016 г. — 2,3 млрд руб., что в 2,4 раза больше показателя за 2015 г. [12—14]. 13 июля 2017 г. компания Яндекс объединила с компанией Uber свой бизнес по заказу такси и, вложив в новую компанию 325 млн долл. США, они обещают создать в России и странах СНГ альтернативу индивидуальному транспорту, автобусам и метро [10].

В целом уберизация России находится на этапе развития отраслевых (локальных) убер-систем. Примерами могут служить сервисы доставки еды (аналог лондонского сервиса Deliveroo). Новое направление в сфере уберизации АТ — автосервис, где с помощью приложений можно вызвать высококвалифицированного механика, который привезет с собой все необходимое оборудование, запчасти и сделает на месте элементарные работы. Уберизация автосервиса дает значительную экономию своим пользователям: 50 % по сравнению с услугами официальных автодилеров и 25 %, если сравнивать с частными компаниями. В Америке такой сервис покрывает 300 городов и действует с 2011 г., это Yourmechanic. Годовой оборот аналогичного московского рынка превышает по примерным оценкам 80 млрд руб. [15].

Сегодня уберизация "проникла" в ограниченное, но непрерывно растущее число отраслей мира, где обеспокоенность государственных регуляторов и органов налогообложения вызывает деформирование принципов совместного потребления в виде конкретных приложений. Возникают споры по поводу того, каким образом привлечь к ответственности поставщика услуг, использующего в своей работе уберизированную платформу, при ненадлежащем качестве услуг и как отслеживать исполнение им налоговых обязательств. Считают, что это потенциальный источник хаоса и соответственно возможная причина подрыва существующей корпоративной модели, например, в гостиничном и транспортном бизнесе [16], что, как показывает практика [17—19] является в абсолютном большинстве случаев необоснованным.

По данным журнала Time, на конец ноября 2015 г. в США 22 % предпринимателей (около 45 млн чел.) продавали товары (услуги) через мобильные сервисы нового типа, а 44 % населения США стали участниками новых экономических отношений. При этом подавляющее большинство (71 % из опрошенных журналом) считают уберизацию положительной [12].

На АТ исключить возможный начальный хаос, обусловленный неизбежной разработкой продуктов, представляемых в экосистеме предприятий (диджитал-(digital)-каналах, сайтах, мобильных приложениях, онлайн-консультантах и др.) с центром в виде пользователя, желающего взаимодействовать с предприятием в удобное ему время, по любым доступным каналам [20], является генезис организации [21]:

— многофакторная модель, отражающая общую последовательность, содержание и логику построения взаимосвязи основных ступеней возникновения, становления и развития современной организации;

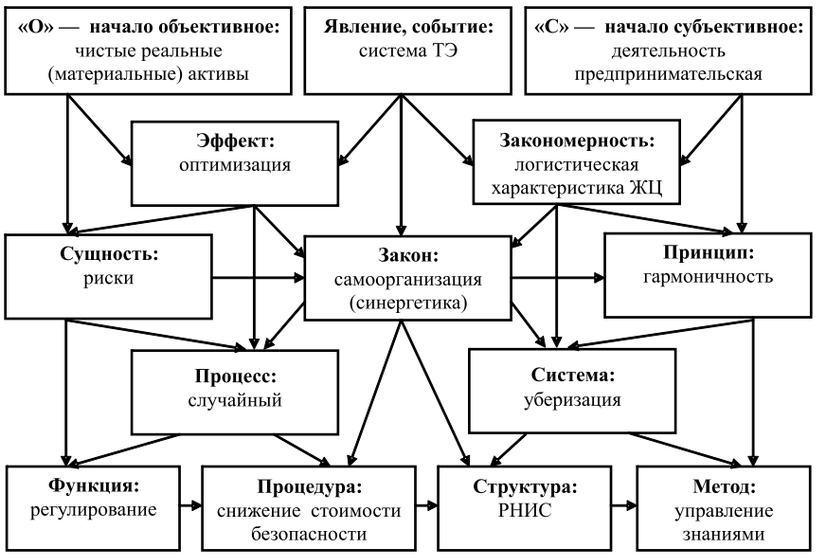
— логическая последовательность возникновения, становления и развития в любой организации ее объективных, субъективных и смешанных взаимосвязей материального, интеллектуального и смешанного проявления.

Становление РНИС как нового института АТ — это генезис организации знаний или модель их интеллектуальной организации, представляющая процесс накопления, отражения и применения информации в виде системы знаний [21].

На рисунке представлен пример ее модели в технической эксплуатации (ТЭ) — подсистеме АТ, обеспечивающей в условиях ТР безопасность ПС. Модель является вариантом диджитал-трансформации задач, стоящих перед современными коллективами предприятий автосервиса, и описана понятиями из разных разделов Википедии.

"Начало объективное" и "начало субъективное" представляют две исходных точки любой интеллектуальной модели организации, которыми в ТЭ являются: "О" — объективный фактор эффектив-

gz718.indd 40 15.05.2018 11:49:31



Модель интеллектуальной организации системы знаний ТЭ

ности ТЭ или ее чистые реальные (материальные) активы (net tangible assets); "С" — субъективный фактор эффективности ТЭ или предпринимательская деятельность исполнителей работ.

"Эффект" (лат. *efficio* — исполняю, действую) или многозначный термин, например, синоним "явление", обозначающий некоторую закономерность, выявленную в природе, которой является оптимизация всего живого и неживого.

"Закономерность" или объективно существующая связь научного решения вопроса, чем в предпринимательской деятельности, является логистическая кривая ЖЦ.

"Сущность" (лат. *essentia* — смысл данной вещи) или совокупность существенных свойств и качеств вещи, чем для материальных активов, являются риски (потеря стоимости активов).

"Закон" или то, что обязательно существует и невозможно изменить, чем в организации современной ТЭ, есть синергетика, которую ее основатель Г. Хакен определил как науку о самоорганизации.

"Принцип" или основное исходное положение в решении вопроса. В самоорганизации ТЭ он является гармоническим принципом, следующим по законам природы, при котором соотношение явлений детерминистских и индетерминистских подчиняется принципам золотого сечения.

"Процесс" или ход, развитие какого-нибудь явления, а также последовательная закономерная смена состояний развития, что в организации ТЭ характеризуется как процесс случайный, обусловленный современными темпами НТР и рисками предпринимательства.

"Система" или порядок, обусловленный правильным, закономерным расположением частей в определенной связи, в предпринимательской деятельности целесообразно признать уберизацию, где убер-системы структурируют рынок, обеспечивают единые правила игры, высокую ликвидность, честную цену, т. е. функции, которые имеют внутреннюю логику и крайне высокую степень автоматизации.

"Функция" или явление, зависящее от другого и изменяющееся по мере изменения этого другого, чем для ТЭ есть функция технического регулирования, где главной задачей является обеспечение безопасности жизнедеятельности человека в условиях свободы предпринимательства.

"Процедура" или порядок выполнения последовательных действий, необходимых для выполнения чего-то, чем для реализации "функции" регулирования есть процедура последовательных действий по снижению затрат на обеспечение безопасности при сохранении ее требуемого уровня.

"Структура" или внутреннее устройство, чем в организации уберизации и обеспечении ее гармонического развития является РНИС, где, например, предусмотрено государственно-частное партнерство и соответственно софинансирование со стороны субъектов РФ от 40 до 100 % с учетом размера субсидий, выделенных региону (постановление Правительства РФ № 2127-р от 18.11.2013 г.).

"Метод" или путь, способ, прием теоретического исследования или практического осуществления чего-то, чем в организации современной ТЭ в информационном поле РНИС является управление знаниями (англ. *knowledge management*) или систематические процессы, благодаря которым создаются, сохраняются, распределяются и применяются основные элементы интеллектуального капитала, необходимые для успеха организации.

Перечисленные выше составляющие "Модели интеллектуальной организации системы знаний ТЭ" — это концепты современной "логистико-

gz718.indd 41 15.05.2018 11:49:32

цифровой", т. е. третьей в истории транспорта парадигмы, где термины [22]:

— "цифра" отражает современное состояние и развитие как общества в целом, так и отрасли АТ, а также автомобилестроения, что базируется на многогранном и безграничном использовании ИТ;

— "логистика" отражает название логистической функции, т. е. *S* — образную кривую бесконечных по своей численности процессов совершенствования (оптимизации) современной человеческой деятельности и создаваемых человеком систем.

Выводы

Инновационное развитие АТ — это комплекс научных, организационных, технологических, финансовых, коммерческих мероприятий и безальтернативный вариант начала действенного и устойчивого инновационного его развития. Задача состоит в создании необходимых условий для формирования посредством организации РНИС нового отраслевого института и соответственно реализации на АТ его новой "логистико-цифровой" парадигмы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Стенографический отчет** о пленарном заседании Петербургского международного экономического форума 2017 [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://introvertum.com/stenograficheskiy-otchyot-o-plenarnom-zasedanii-peterburgskogo-mezhdunarodnogo-ekonomicheskogo-foruma-2017/
2. **Крейденко К.** ГЛОНАСС велел делиться // Вестник ГЛОНАСС. — 2013. — № 4 (15). — С. 20—27.
3. **Стандартизация** цифровой экономики России [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.connect-wit.ru/standartizatsiya-tsifrovoj-ekonomiki-rossii.html
4. **Мильнер Б. З.** Теория организации: Учебник. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ИНФРА-М, 2002. — 480 с.
5. **Туровец О. Г., Родионова В. Н.** Теория организации: Учеб. пособие. — М.: ИНФРА-М, 2003. — 128 с.
6. **Организационная культура** и этика менеджмента [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://studfiles.net/preview/3047882/
7. **Мониторинг** транспорта и навигация (рынок России) [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.tadviser.ru
8. **Власов В. М., Ефименко Д. Б., Богумил В. Н., Конин И. В.** Отраслевые требования к проектированию и внедрению систем телематики на автомобильном транспорте: Учебное пособие. — М.: МАДИ, 2016 — 100 с.
9. **Павлюц А.** Личный сайт "Уберизация" экономики. Теория правильного "убера" [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://pavlyuts.ru
10. **"Уберизация".** Как интернет-сервисы меняют мировую экономику [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://sia.ru/?section=484&action=show_news&id=319971
11. **Официальный сайт** журнала Вестник Глонасс. Райдшеринг — кость в горле или панацея? (Цифровая экономика такси) [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://vestnik-glonass.ru/~pXbsx
12. **Уберизация** [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://ruwikiorg.ru/wiki/Уберизация.
13. **Сурмин П.** Короче: уберизация экономики [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://sib.fm/briefly/2016/12/27/koroche-uberizacija-ehkonomik
14. **Попова И. В., Хусейнова А. А.** "Уберизация" российской экономики: цель, недостатки, преимущества, перспективы // Молодой исследователь Дона. — 2017. — № 4 (7). — С. 165—169.
15. **Тотальная уберизация:** как это работает [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://spark.ru/startup/wehive/blog/18798/totalnaya-uberizatsiya-kak-eto-rabotaet.
16. **Уберизация** [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://ruwikiorg.ru/wiki/Уберизация.
17. **Uber** — обучающее видео для водителей [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.youtube.com/watch?v=kl90DvdNd5g
18. **Приложение** UBER убер для водителей [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.youtube.com/watch?v=w7yAkHb8UYU
19. **Богатею** всю неделю в такси UBER: реальный заработок таксиста в рабстве [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.youtube.com/watch?v=ocLbk7NRRlA
20. **Что такое digital-трансформация?** [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://wehive.digital/blog/chto-takoe-digital-transformatsiya/
21. **Латфуллин Г. Р., Райченко А. В.** Теория организации: Учебник для вузов. — СПб.: Питер, 2003. — 400 с.
22. **Комов А. Б., Комов П. Б.** Парадигма технической эксплуатации автомобилей // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. — 2015. — № 4. — С. 23—32.

gz718.indd 42 15.05.2018 11:49:32

УДК 656.135+004.942

А. Н. Якубович, д-р техн. наук, **И. А. Якубович,** д-р техн. наук, МАДИ
E-mail yakubovich_irina@mail.ru

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РИСКОВ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ, ОБУСЛОВЛЕННЫХ КЛИМАТИЧЕСКИМИ ИЗМЕНЕНИЯМИ

Выполнен анализ существующих подходов и методов, посвященных формированию перечня рисков автотранспортным системам и их элементам, ожидаемых в результате климатических изменений, их прогнозированию, а также управлению этими рисками посредством реализации соответствующих инженерно-технических мероприятий. Показано, что существующий и прогнозный климат, даже на протяжении соседних лет может характеризоваться высокой изменчивостью показателей, к которым в первую очередь относится температурный режим воздуха. В результате становится невозможной однозначная количественная оценка климатических рисков для определенного года или сезона; такая оценка объективно имеет вероятностный характер и может осуществляться на основе климатических параметров, осредненных по достаточно длительному периоду и представленных в виде случайных величин. Предложена общая процедура для прогнозирования климатических рисков в отношении автотранспортных систем, что позволит своевременно принимать адекватные управленческие решения по снижению данных рисков.

Ключевые слова: *изменение климата, эксплуатационные риски, дорожная сеть, автотранспортные средства.*

The analysis of existing approaches and methods on the formation of the list of risks, motor systems and their elements and the expected resulting from climate changes, their prediction and management of these risks through the implementation of appropriate engineering measures. It is shown that existing and projected climate, even for adjacent years can be characterized by high variability of their performance which primarily relates to the temperature of the air. This behavior prevents an unambiguous quantitative assessment of climate risks for a particular year or season; such an assessment objectively is probabilistic and can be based on climate parameters averaged over a sufficiently long period and are presented in the form of random variables. The proposed General procedure for prediction of the climate risks in the road transport systems, which will allow to take adequate management decisions to reduce these risks.

Keywords: *climate change, operational risk, road network, road vehicles.*

Присоединение России к Парижскому соглашению по борьбе с глобальным изменением климата в 2016 г., а также ведущаяся подготовка к ратификации Россией данного соглашения в период до 2019—2020 гг. свидетельствуют о том, что факт прогнозируемого потепления климата, в том числе на территории нашей страны, перестает быть дискуссионным. Последствия, ожидаемые в результате климатических изменений, очевидно, должны быть своевременно выявлены и всесторонне оценены, в том числе с точки зрения появления дополнительных рисков в отношении автотранспортных систем России. Только по итогам этой оценки станет возможно сформировать и эффективно реализовать перечень инженерно-технических мероприятий, направленных на предотвращение или снижение данного вида рисков до приемлемого уровня.

Математическое моделирование является эффективным методом при прогнозировании и количественной оценке рисков для автотранспортных средств и объектов автотранспортной инфраструктуры, возникающих в результате ожидаемых климатических изменений. При этом каждый вид риска отражает определенные дополнительные внешние воздействия на объекты автотранспортных систем, которые происходят под влиянием климатических изменений, и вызывают снижение уровня функциональности этих объектов. Примером может служить изменение температурного режима вечномерзлых грунтов при систематическом повышении температуры воздуха, что

gz718.indd 43 15.05.2018 11:49:32

приводит к снижению их несущей способности и возникновению соответствующего вида риска в отношении объектов автотранспортной инфраструктуры. Необходимыми исходными данными для прогнозирования климатических рисков являются следующие.

Прогнозная информация о динамике климатических изменений *C*. Формальное описание этой динамики в наиболее полном виде представляет собой *N* взаимно согласованных функций, отражающих изменение значений каждого климатического параметра c_i в течение прогнозного периода $c_1(t)...c_N(t)$. При невозможности достоверного описания функции $c_i(t)$ в явном виде она может быть задана как множество значений климатического параметра в фиксированные моменты времени $c_{i,1}, c_{i,2}...c_{i,T}$.

Множество количественных критериев *D*, характеризующих состояние объекта и используемых для оценки риска. При этом для каждого критерия d_i устанавливается область допустимых значений $[d_i]$, пребывание в которой данного критерия интерпретируется как приемлемый уровень функциональности объекта, и, наоборот, выход критерия за эту область означает наличие риска частичной или полной утраты функциональности. Целесообразно разделение критериев на две группы, в зависимости от их влияния на уровень функциональности объекта. Для критериев первой группы соотношение $d_i \notin [d_i]$ сопряжено с риском немедленной и полной утраты функциональности; примером могут служить величины напряжений в материалах, когда при превышении прочности материала наступает разрушение объекта и, соответственно, полное прекращение его функционирования. Ко второй группе относятся критерии, для которых условие $d_i \notin [d_i]$ означает лишь определенное снижение уровня функциональности объекта (тем большее, чем дальше величина критерия находится от области его допустимых значений). Например, к критериям второй группы может быть отнесена просадка автодороги, наличие которой до достижения ею определенной критической величины затрудняет, но не прекращает полностью движение по дорожной сети. Общее количество критериев обозначается как *M*.

Множество из *M* формализованных расчетных алгоритмов *A*, позволяющих определять значения критериев, соответствующих заданным климатическим параметрам. Применительно к алгоритму a_i соответствующая операция может быть отражена как $a_i(C) \to d_i$. Основой для формирования множества расчетных алгоритмов являются нормативно установленные методики расчета автотранспортных средств и объектов автотранспортной инфраструктуры, в которых климатические параметры оказывают влияние на величину расчетных нагрузок и внешних воздействий.

Множество *R* из *M* зависимостей, позволяющих количественно оценить риск по каждому используемому критерию. Поскольку нахождение критерия в области допустимых значений интерпретируется как отсутствие риска, целесообразно использовать для оценки *i*-го вида риска показатель δ, определяемый как удаленность полученного значения d_i от границ области $[d_i]$ (в случае $d_i \in [d_i]$ имеем $\delta = 0$ и $r_i(\delta) = 0$). Получаемое в результате значение r_i представляет собой величину ущерба, ожидаемого при выходе значения критерия d_i за пределы области его допустимых значений на величину δ.

С учетом принятых обозначений, процедура количественной оценки климатического риска при заданных климатических параметрах имеет вид:

$$S_i = r_i\left(\delta\left(a_i(C), [d_i]\right)\right), \qquad (1)$$

где S_i — величина климатического риска в соответствии с *i*-м критерием; $\delta(x, G)$ — функция определения расстояния от точки *x* до области *G* (при $x \in G$ имеем $\delta = 0$, иначе $\delta > 0$).

Предлагаемая процедура оценки климатических рисков предполагает их разделение по видам в зависимости от показателей состояния объекта (множества критериев *D*, каждому из которых соответствует свой климатический риск). Соответственно, обязательным этапом процедуры оценки рисков является предварительное структурирование вычислительного процесса как по учитываемым климатическим параметрам *C*, так и по критериям функциональности *D*. Только по результатам такого структурирования становится возможным корректное построение расчетных алгоритмов *A*.

К настоящему времени накоплен определенный опыт по выявлению и первичному анализу рисков, обусловленных ожидаемыми климатическими изменениями. В работе [1] рассмотрено влияние климатических изменений на эксплуатационные качества грунтовых автодорог, предназначенных для движения тяжелого лесовозного транспорта. Прогнозируются такие неблагоприятные погодные проявления, как увеличение числа суток с попеременным переходом температуры воздуха

gz718.indd 44 15.05.2018 11:49:32

через ноль, увеличение количества осадков, уменьшение максимальной продолжительности сухих периодов, повышение уровня грунтовых вод.

Прогноз носит качественный характер; количественные оценки предполагаемых погодных проявлений в работе отсутствуют. Для сохранения функциональности грунтовых автодорог в новых условиях предлагается использование технологий по их укреплению портландцементом с добавкой полиэлектролита. Проанализировано изменение (улучшение) физико-механических свойств грунта автодороги в зависимости от объема укрепляющих ингредиентов, в том числе показано повышение количества циклов попеременного замораживания и оттаивания без существенного снижения прочности. В то же время работа не содержит количественный прогноз риска нарушения функциональности автодороги в результате климатических изменений, а также степень снижения данного риска при внедрении рекомендуемых технологий.

В работе [2] проанализированы основные риски для функционирования транспортной сети Якутии, которые можно считать типичными для всей криолитозоны России. Изменение климата прогнозируемо приведет к увеличению продолжительности зимнего ледостава арктических рек и сокращению сроков функционирования автозимников для передвижения большегрузных машин, возрастанию масштабов просадок грунта на территории автодорожной сети по причине нарушения мерзлотного слоя, росту числа опасных природно-климатических явлений, угрожающих функциональности автодорог (паводки, наводнения, снежные лавины). Показано, что в 2015 г. период эксплуатации автозимников уже сократился в среднем на 31 сутки в районах Центральной Якутии и на 63 суток в районах Арктической зоны. Для противодействия указанным рискам предлагается пересмотреть методику формирования страховых запасов в Арктической зоне России, а также на основе прогнозных сценариев климатических изменений разработать комплекс адаптационных и защитных мер для устойчивой работы транспорта.

В работе [3] выявлены температурно-климатические факторы, оказывающие наибольшее влияние на процессы эксплуатации автотранспортных средств в зимний период: температура и влажность наружного воздуха, а также скорость ветра. Качественно охарактеризовано влияние этих факторов на эксплуатационные свойства материалов; выделено три температурных уровня окружающего воздуха, по мере достижения которых возрастают риски нарушения нормальной эксплуатации автотранспортного средства. Для учета совместного влияния температуры воздуха и скорости ветра предложено использовать индекс суровости климата Бодмана. С использованием данного индекса выполнено районирование территории России (на уровне отдельных субъектов); территории с повышенной жесткостью климата отличаются и повышенными эксплуатационными рисками в течение холодного периода года. Такой подход позволяет косвенно учитывать влияние прогнозируемых климатических изменений на эксплуатационные риски в соответствии с изменяющейся величиной индекса Бодмана. Явная количественная оценка рисков в новых климатических условиях (понимая под рисками вероятность нарушения функциональности автотранспортных объектов, либо величину ожидаемого ущерба) в рамках данного подхода остается невозможной.

При расположении дорожной сети на территории распространения вечномерзлых грунтов одним из основных факторов, определяющих ее функциональность, является глубина сезонно-талого слоя, которая по мере повышения температуры воздуха закономерно увеличивается. В работе [4] показан вероятностный подход к определению мощности сезонно-талого слоя, который основан на статистическом описании влияющих на него параметров, в первую очередь характеризующих температурный режим воздуха и физико-механические свойства грунтов. При этом используются детерминированные алгоритмы, по которым в зависимости от заданных значений входных параметров вычисляется глубина сезонно-талого слоя. Поскольку эти входные параметры представлены как случайные величины, результат численной реализации детерминированных алгоритмов — мощность сезонно-талого слоя — является также случайной величиной, описываемой соответствующим законом распределения. Таким образом, становится возможным оценить вероятность нахождения сезонно-талого слоя в заданных границах, что дает принципиальную возможность количественной оценки риска нарушения функциональности автодороги в зависимости от заданных (прогнозных) климатических условий.

Наблюдаемые в настоящее время проявления климатических изменений показаны в [5]. На участке автотрассы "Колыма" (600...725 км) зафиксировано выпадение аномально повышенного

gz718.indd 45 15.05.2018 11:49:32

количества осадков (более полугодовой нормы за двухмесячный период) что, в сочетании с сохранением мерзлотного водоупора привело к появлению паводковых волн, подтоплению и размыву трассы. Активизировались суффозионный и мерзлотный процессы, отмечены опасные гравитационные процессы — обвалы и вывалы горных пород, осыпи, оползни. Отмечено, что опасные инженерно-геологические процессы усиливаются по всей трассе, что требует серьезной доработки системы инженерной защиты полотна трассы. В то же время количественные оценки климатических рисков в работе отсутствуют.

Процедура оценки рисков в области объектов автотранспортной инфраструктуры, возникающих в том числе под влиянием климатических изменений, предложена в [6]. Основу данной процедуры составляет формирование бинарной структуры свертки, последовательно осуществляемой группой экспертов. В результате формируется комплексная оценка объекта, которая может быть интерпретирована как показатель уровня риска, отражающего вероятность нарушения функциональности рассматриваемого объекта. Данная процедура позволяет достаточно адекватно сравнивать отдельные объекты по уровню ожидаемых рисков, но не позволяет получить достоверную оценку риска в виде вероятности его наступления, либо в виде размера ожидаемого ущерба.

Очевидно, что точность прогнозирования климатических параметров оказывает решающее влияние на достоверность оценок риска, получаемых по результатам статистического моделирования. В работе [7] выполнен анализ температурного режима на территории России, зафиксированного в течение 35-летнего периода инструментальных наблюдений. Показано, что с вероятностью 99,9 % подтверждается факт продолжающегося современного потепления. Вместе с тем пространственная картина температурных трендов не столь однозначна: в зависимости от региона может меняться не только интенсивность тренда, но даже его знак. Выявлена значительная изменчивость температуры воздуха в течение ряда следующих друг за другом лет, что не позволяет получать достоверные прогнозные значения температуры для конкретного года, сезона, месяца. При этом сохраняется общая тенденция изменения температуры, определяемая осреднением за достаточно большой предшествующий период. Соответственно, для целей моделирования климатических показателей, в том числе температуры воздуха, наиболее целесообразно использовать некоторый среднестатистический год, характеризующийся средними, за определенный предшествующий период, значениями этих показателей.

Наличие объективно существующих неопределенностей в отношении будущих климатических параметров C придает процедуре моделирования рисков вероятностный характер, в том числе и в отношении получаемых результатов — оценочных значений риска. Если рассматривать климатические параметры в (1) как множество случайных величин $\tilde{C}$ (с соответствующими законами и параметрами их распределений), то так же случайными величинами будут являться и удаленность i-го критерия от своей области допустимых состояний, и определяемая по данному критерию величина риска $\tilde{S}_i$. Вероятностный расчет прогнозных значений климатического риска по i-му критерию ведется в следующей последовательности.

1. Фиксируются N учитываемых климатических параметров как множество случайных величин $\tilde{c}_i$; для каждой случайной величины определяются закон распределения и параметры этого закона.

2. Каждая случайная величина $\tilde{c}_i$ представляется в виде K реализаций; эффективный алгоритм данной процедуры показан в [8]. Создается K выборок из N элементов каждая, характеризующих возможные климатические условия в течение прогнозируемого среднестатистического года; в любую выборку входит по одной неповторяющейся реализации каждой случайной величины $\tilde{c}_i$. В случае независимости случайных величин размещение их реализаций в выборке осуществляется с помощью случайного перемешивания; при наличии между этими величинами корреляционной связи используются соответствующие процедуры.

3. На основе каждой выборки производится определение критерия $d_{i,\,j}$ (i — номер критерия, j — номер выборки), определение удаленности критерия от области допустимых значений $\delta_{i,j}$ и величина ожидаемого риска $S_{i,\,j}$.

4. Рассматривая полученные K значений риска $S_{i,j}$ (где $j = 1...k$) как реализации случайной величины $\tilde{S}_i$, стандартными методами математической статистики выявляют закон распределения этой величины $f_i(S)$, а также его параметры. Для этой цели целесообразным представляется использование кривых Пирсона [9], сочетающих широкий спектр возможных законов распределения с достаточной простотой вычислительного процесса.

gz718.indd 46 15.05.2018 11:49:32

Ожидаемый климатический риск, рассматриваемый как случайная величина $\tilde{S}_i$, характеризуется множеством различных значений, каждое с соответствующей вероятностью его появления. Для принятия прогнозных управленческих решений предлагается использовать значения риска $S_i^{(\gamma)}$ с заранее заданной вероятностью его непревышения (обеспеченностью) γ, что соответствует условию:

$$\int_{-\infty}^{S_i^{(\gamma)}} f_i(S) = \gamma. \qquad (2)$$

Наиболее полезными при принятии управленческих решений представляются следующие значения (уровни) прогнозных рисков от ожидаемых климатических изменений:

- минимальный риск с обеспеченностью 5 % (γ = 0,05);
- средний ожидаемый риск с обеспеченностью 50 % (γ = 0,5);
- максимально возможный риск с обеспеченностью 95 % (γ = 0,95).

Данные уровни прогнозных рисков могут использоваться в целях резервирования средств на восстановление функциональности автотранспортных средств и объектов, нарушение которой ожидается под влиянием будущих климатических изменений. На основе значений $S_i^{(\gamma)}$ также может осуществляться выбор наиболее целесообразных инженерных мероприятий по предотвращению или частичному снижению данного риска, когда экономический эффект оценивается как разность между понижением риска и стоимостью соответствующих мероприятий; таким образом, становится возможным объективное сравнение вариантов и выявление оптимального из них.

Выводы

Предлагаемая вычислительная процедура (1), направленная на количественную оценку рисков в отношении автотранспортных средств и объектов, вызываемых прогнозируемыми климатическими изменениями, является основой для разработки детальных методик оценки данного вида рисков с учетом специфики функционирования отдельных элементов автотранспортных систем. Обязательным элементом вычислительного процесса является структурирование по критериям риска, при отсутствии которого возникают трудноразрешимые сложности при получении количественных оценок риска. При наличии явно выраженного вероятностного характера прогнозных климатических параметров целесообразно определение риска предложенными методами статистического моделирования, с представлением риска в виде случайной величины. Для целей принятия управленческих решений при планировании мероприятий по устранению или предотвращению климатических рисков целесообразно использовать предложенные уровни риска с соответствующими обеспеченностями, определяемые в соответствии с (2).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Чудинов С. А.** Адаптационные технологии в строительстве лесовозных дорог в условиях изменения. — Вестник Поволжского государственного технологического университета. Серия "Лес. Экология. Природопользование". — 2010. — № 2. — С. 76—81.
2. **Егорова Т. П.** Влияние климатических изменений на функционирование транспортной системы в арктических районах Якутии // Актуальные проблемы, направления и механизмы развития производительных сил Севера. Материалы Пятого Всероссийского научного семинара. — Сыктывкар: Изд-во ООО "Коми республиканская типография", 2016. — С. 147—151.
3. **Долгушин А. А.** Анализ климатических условий работы автотранспорта зимой. — Вестник Новосибирского государственного аграрного университета. — 2010. — Т. 2. — № 14. — С. 83—87.
4. **Анисимов О. А.** Вероятностно-статистическое моделирование мощности сезонноталого слоя в условиях современного и будущего климата // Криосфера Земли. — 2009. — Т. XIII. — № 3. — С. 36—44.
5. **Изменение климата** и инженерно-геологические проблемы на трассе "Колыма" в Южном Верхоянье / О. А. Поморцев, А. Ю. Гуков, В. А. Поморцев, М. В. Петрова // Разведка и охрана недр. — 2013. — № 12. — С. 70—75.
6. **Чумичева В. В.** О применении метода комплексной оценки состояния объектов инфраструктуры автомобильного транспорта при внедрении системы независимой оценки рисков в области защиты населения и территорий от чрезвычайных ситуаций // Технологии гражданской безопасности. — 2009. — Т. 6. — № 1—2. — С. 102—106.
7. **Груза Г. В., Ранькова Э. Я.** Вероятностная оценка наблюдаемых и ожидаемых изменений климата Российской Федерации: температура воздуха // Проблемы экологического мониторинга и моделирования экосистем. — 2011. — Т. 24. — С. 43—70.
8. **Якубович А. Н., Якубович И. А.** Эффективный алгоритм численной реализации случайных величин в задачах статистического моделирования надежности технических систем // Интеллект. Инновации. Инвестиции. — 2016. — № 8. — С. 84—89.
9. **Якубович А. Н., Якубович И. А**. Определение надежности автотранспортных систем и их элементов методами математического моделирования // Грузовик. — 2016. № 7. — С. 39—44.

gz718.indd 47 15.05.2018 11:49:32

ПРЕСС-ТУР
ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

ЧЕТРА Т25 ДЛЯ КАЧКАНАРСКОГО ГОКА

Бульдозер ЧЕТРА Т25 был отгружен в Свердловскую область компании «ЕВРАЗ Качканарский ГОК» – одному из лидирующих в России горнорудных предприятий. Поставку осуществил официальный дилер ЧЕТРА ООО «Комплектснаб».

Теперь 50-тонный бульдозер будет работать на Качканарском горно-обогатительном комбинате, где ведется разработка Гусевогорского месторождения титаномагнетитовых железных руд. В конце 2017 г. комбинат отметил юбилейную дату – произвел 200-миллионую тонну окатышей.

Благодаря конструкторским и технологическим решениям бульдозер ЧЕТРА Т25 успешно зарекомендовал себя в промышленном, нефтегазовом, гидротехническом строительстве и горнодобывающей промышленности при выполнении тяжелых землеройных работ, в том числе при разработке мерзлых и скальных грунтов.

Отправившийся в Свердловскую область бульдозер ЧЕТРА Т25 оснащен дизельным двигателем фирмы Cummins (мощностью 419 л. с.), имеет модульную конструкцию всех узлов, систем – ходовой, трансмиссии, охлаждения, рабочего оборудования, кабины и управления. Такая конструкция обеспечивает простое и удобное техническое обслуживание при проверке и дозаправке машины, возможность снятия и установки узлов силовой передачи отдельными модулями и при необходимости последующего их ремонта в специально оборудованных для этого помещениях с проведением их испытаний до установки на бульдозер.

При этом бульдозер ЧЕТРА Т25 может эксплуатироваться при климатических условиях от –50 до +35 °С. На машине установлена кабина с двойным остеклением, обеспечивающая максимальный обзор оборудования и рабочих зон. Шумопоглощающая обивка кабины, подрессоренное и регулируемое сиденье сводят к минимуму шум и вибрации, обеспечивая благоприятные условия труда для оператора бульдозера. В стандартную комплектацию также входят зависимый и независимый обогреватели кабины.

Между тем система онлайн-мониторинга, которой оснащен бульдозер ЧЕТРА Т25, позволяет добиться еще более эффективной эксплуатации бульдозера: при наличии доступа в Интернет в режиме реального времени можно следить за местонахождением бульдозера, расходом топлива, состоянием аварийных датчиков, временем наработки и т. д. Информацию о состоянии техники собирает и передает бортовое навигационно-связное оборудование ГЛОНАСС/GPS, установленное на весь модельный ряд оборудования марки.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Н. В. Яшина*
Сдано в набор 25.03.2018. Подписано в печать 14.05.2018. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5,88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

gz718.indd 48 15.05.2018 11:49:32